

Sami Niemistö

Jäykän taka-akselin tuentageometrian suunnittelu

Opinnäytetyö

Kevät 2012

Tekniikan yksikkö

Auto- ja työkonetekniikan koulutusohjelma



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

Opinnäytetyön tiivistelmä

Koulutusyksikkö: Tekniikan yksikkö

Koulutusohjelma: Kone- ja tuotantotekniikka

Suuntautumisvaihtoehto: Auto- ja työkonetekniikka

Tekijä: Sami Niemistö

Työn nimi: Jäykän taka-akselin tuentageometrian suunnittelu

Ohjaaja: Ari Saunamäki

Vuosi: 2012

Sivumäärä: 85

Liitteiden lukumäärä: 6

Tämän opinnäytetyön aihe liittyy keskeisesti auton ajodynamiikkaan keskittyen tuotantoauton kaarreajon sekä kiihdytys- ja jarrutustilanteen tehokkuuden parantamiseen pyöräntuentageometrian muokkaamisen keinoin. Opinnäytetyössä suunnitellaan uusi taka-akselin tuentageometria auton ajokäyttäytymisen muuttamiseksi.

Geometrian suunnittelu tehtiin takavetoiseen Opel Ascona -henkilöautoon, mutta se on käyttökelpoinen mihin tahansa saman jousitustyyppin autoon. Työ kattaa myös taka-akselin geometrialla toteutetun passiivisen nelipyöräohjauksen suunnittelun. Suunnittelu tehtiin autotekniikan teorioiden ja kokeneiden kilpa-autojen suunnittelijoiden ohjeiden perusteella ja se analysoitiin käyttämällä tietokoneohjelmistoa.

Pyöräntuentageometrinen ratkaisujen vaikutusta auton ajodynamiikkaan käsitellään tässä opinnäytetyössä kattavasti. Renkaiden asettamat ehdot ja fysiikan ilmiöihin perustuvat kuormien muutokset ja korin liikkeen toimivat teorian kulmakivinä.

Työn tuloksena löydettiin ominaisuuksiltaan teoriassa nopeaan ajoon paremmin soveltuva taka-akselin tuentageometria. Etuakselin tuentageometriaan löydettiin myös asentokulmamutoksia. Työ osoittautui käyttökelpoiseksi opintomateriaaliksi laajan ajodynamiikan teorian käsittelyn ansiosta. Käytännön toteutus jäi tulevaisuuteen, joten tulosten todellista käyttöarvoa ei päästy arvioimaan.

Avainsanat: ajodynamiikka, pyöräntuenta, kilpa-auto.

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Thesis abstract

Faculty: School of Technology

Degree programme: Mechanical and Production Engineering

Specialisation: Automotive and Work Machine Engineering

Author: Sami Niemistö

Title of thesis: Designing new suspension geometry for solid rear axle

Supervisor: Ari Saunamäki

Year: 2012

Number of pages: 85

Number of appendices: 6

This thesis deals with vehicle dynamics. It concentrates on improving standard car's ability for fast cornering and straight line performance. The aim is to design new rear axle geometry to change car's handling characteristics.

There is a lot to improve in handling characteristics of passenger car, which is originally designed for slow speed daily driving purposes, with low costs and passenger comfort in mind. Also requirements for maximum steering effort and tire wear plays smaller role when reviewing characteristics of car handling. So when focusing on wanted features, there's a lot to do in case of improving characteristics needed for fast driving.

Geometry is planned for the Opel Ascona, real wheel driven personal car, though it is useable for any car sharing the same suspension type. This Thesis covers also passive four wheel steer produced by rear suspension geometry. Geometry is created within known guidelines of vehicle dynamics and tested with computer analysis.

The Thesis managed to find theoretically more efficient rear axle geometry for fast driving purposes. Also some minor angular improvements were made for the front axle geometry. The Thesis can be applied as material for studies by describing main principles of vehicle dynamics. Practical manufacturing and testing weren't done, so the proof of success is yet to come.

Keywords: driving dynamics, suspension geometry, race car.

SISÄLTÖ

Opinnäytetyön tiivistelmä.....	2
Thesis abstract.....	3
SISÄLTÖ	4
Kuvio- ja taulukkoluetelo.....	6
Käytetyt termit ja lyhenteet	7
1 JOHDANTO	8
2 ASENTOKULMAT.....	10
2.1 Aurauskulma	10
2.2 KPI	10
2.3 Caster	11
2.4 Camber	12
3 PYÖRÄNTUENNAN TYYPIT	13
3.1 Etupään tuenta.....	13
3.2 Päällekkäiset kolmiotukivarret.....	14
3.3 Vetävän jäykän taka-akselin tuenta.....	16
3.4 Akselin sivuttainen tuenta	20
3.5 Alkuperäinen taka-akselin tuentatyyppi.....	20
4 AJODYNAMIIKKA.....	23
4.1 Renkaat.....	23
4.2 Massakeskipiste.....	28
4.2.1 Pituussuuntainen paikka	30
4.2.2 Korkeus.....	30
4.3 Painonsiirto-ominaisuudet.....	31
4.3.1 Kallistuksenvakaaja	32
4.3.2 Tasauspyörästäön lukko	34
4.4 Kallistuskeskiö.....	35
4.4.1 Etukatsantogeometria	36
4.4.2 Sivukatsantogeometria.....	38
4.5 Jäykän taka-akselin vapausasteet	39
4.5.1 Pystysuuntainen liike	40

4.5.2 Tuennan kallistusakseli	41
4.6 Antigeometria	43
5 OHJAUSOMINAISUUDET	47
5.1 Ackermann-ehto	47
5.2 Itseohjausominaisuudet	50
6 GEOMETRIAN SUUNNITTELU	52
6.1 Akseli- ja raideväli	55
6.2 Geometrian muuttaminen	55
6.3 Geometrian mallinnus	58
6.3.1 Ohjelmisto	59
6.3.2 Auton mittaus	61
6.4 Jäykän taka-akselin tuentageometrian suunnittelu	62
6.5 Auton mitoitus	63
6.6 Massakeskipisteen paikka	64
6.7 Uusi taka-akselin tuentageometria	65
6.8 Etuakselin tuentageometrian muutokset	72
7 LOPPUSANAT	77
LÄHTEET	78
LIITTEET	79

Kuvio- ja taulukkoluetelo

Kuvio 1. KPI ja caster (Dixon 2009, 118).	11
Kuvio 2. Positiivinen camber-kulma (Dixon 2009, 144).	12
Kuvio 3. Tuotantoauton päällekkäiset kolmiotukivarret (Dixon 2009, 16).	16
Kuvio 4. Nelivarsituenta ilman erillistä sivuttaistuenta (Dixon 2009, 21).	17
Kuvio 5. Watt's-tuenta (Staniforth 2006, 52).	20
Kuvio 6. Alkuperäinen taka-akselin tuentatyyppi (Dixon 2009, 22).	21
Kuvio 7. Kallistuskeskiö symmetrisessä etukatsantogeometriassa (Dixon 2009, 159).	36
Kuvio 8. Jäykän taka-akselin vapausasteet (Dixon 2009, 187).	39
Kuvio 9. Tuennan kallistusakseli (Dixon 2009, 138).	41
Kuvio 10. Tuennan kallistusakselin analysointi.	42
Kuvio 11. Momenttia hyödyntävä 100 % antigeometria (Staniforth 2006, 86).	44
Kuvio 12. Anti-Squat -analyysi.	46
Kuvio 13. Ackermann-ehto (Dixon 2009, 104).	47
Kuvio 14. Olkavarsien linjaus.	49
Kuvio 15. Alkuperäinen etuakselin tuentageometria mallinnettuna ohjelmaan.	60
Kuvio 16. Alkuperäinen taka-akselin tuentageometria mallinnettuna ohjelmaan.	60
Kuvio 17. Osa alkuperäisen taka-akselin mittapisteistä.	61
Kuvio 18. Uusi taka-akselin tuentageometria.	65
Kuvio 19. Woblink-tuenta (Staniforth 2006, 44).	67
Kuvio 20. Kallistuskeskiön korkeus ajokorkeuden funktiona.	67
Kuvio 21. Tuennan kallistusakselin etukallistuma ajokorkeuden funktiona.	69
Kuvio 22. Akselin ohjauskulma korin sivuttaisen kallistuskulman funktiona.	69
Kuvio 23. Akselin ohjauskulma ajokorkeuden funktiona.	70
Kuvio 24. Vaihtoehtoiset Anti-Squat -ominaisuudet.	71
Kuvio 25. Uuden taka-akselin mittapisteet.	72
Kuvio 26. Ainoastaan olkavarsiin perustuva Ackermann.	73
Kuvio 27. Kaarreajon dynaaminen camber korin sivukallistuman funktiona.	75
Kuvio 28. Jarrutustilanteen dynaaminen camber korin sivukallistuman funktiona.	75
Kuvio 29. Voimakkaan jarrutustilanteen loppuvaiheen analysointi.	76

Käytetyt termit ja lyhenteet

a_x	Pituussuuntainen kiihtyvyys
a_y	Sivuttainen kiihtyvyys
h_v	Massakeskipisteen pystysuuntainen etäisyys maanpinnasta
l	Akseliväli
l_f	Massakeskipisteen etäisyys etuakselista
l_r	Massakeskipisteen etäisyys taka-akselista
$m_{v,f}$	Punnittu etuakselin paino
$m_{v,r}$	Punnittu taka-akselin paino
$m_{v,t}$	Auton kokonaispaino
r_g	Renkaan kuormittamaton säde
s	Renkaan pituussuuntainen luistosuhde
t	Raideväli
v_x	Pyörän keskipisteen pituussuuntainen nopeus
Δh	Kohotettavan akselin renkaiden pystysuuntainen etäisyyden muutos vaakatasosta
Δm	Mitattavan akselin painonmuutos
Δm_x	Pituussuuntainen painonsiirto
Δm_y	Sivuttainen painonsiirto
ω_w	Renkaan kulmanopeus

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön tarkoitus on suunnitella jäykällä taka-akselilla varustettuun takavetoiseen henkilöautoon uusi takapyöräntuennan geometria sekä selvittää myös tarvittavat muutokset etupyöräntuentaan. Tutkimuksen kohteena on Opel Ascona -henkilöauto, josta rakennetaan kilpa-ajoon paremmin soveltuva. Pyöräntuentaan tehtävillä muutoksilla pyritään parantamaan ajoneuvon kaarreajokäyttämistä ja muuttamaan ajoneuvon ajodynamiikkaa paremmin nopeaan ajoon soveltuvaksi.

Tavallisen henkilöauton ajokäyttämisyksessä on paljon parantamisen varaa, sillä se on usein suunniteltu paljon kilpa-ajosta poikkeaviin olosuhteisiin, sekä hyvä matkustusmukavuus ja pienet valmistuskulut huomioiden. Lisäksi tarvittavalle ohjausvoimalle ja renkaiden kulumiselle on hyvin erityyppiset rajat. Asettamalla painopisteen nopeassa ajossa tarvituille ominaisuuksille voidaan tämän osa-alueen tehokkuutta parantaa huomattavasti.

Jousien ja iskunvaimentimien mitoitus rajataan työn ulkopuolelle. Jousia ja kallistuksenvakaajia käsitellään siinä määrin, kun ajodynamiikan kannalta on tarpeellista. Myös rakenteiden lujuuslaskenta, mitoitus ja materiaalivalinnat on rajattu aihealueen ulkopuolelle.

Tarve tuentageometrian suunnittelulle tuli alkuperäisestä poikkeavan taka-akselin valinnasta, joka ei sovellu käytettäväksi nykyisen tuentatyyppin kanssa. Pelkän tuentatyyppin toisesta autosta kopioimisen sijaan haluttiin löytää kyseiseen autoon ja sen tulevaan käyttötarkoitukseen parhaiten soveltuva, toteutettavissa oleva pyöräntuentageometria. Ensisijaisena tavoitteena on saada ajoneuvo ajodynamiikaltaan nopeaan ajoon paremmin soveltuvaksi ja käytökseltään neutraaliksi, toissijaisena tavoitteena on selvittää mahdollisuus passiivisen nelipyöräohjauksen toteuttamiseen.

Auton ajodynamiikkaan ja alustan toimintaan liittyvä teoria käydään läpi. Erilaisista ajotilanteista johtuvien voimien vaikutukset ajoneuvon käyttäytymiseen esitellään. Tarvittavat mittaukset tehdään työn kohteena olevasta ajoneuvosta. Geometrian suunnittelu, mallintaminen ja testaus tapahtuu WinGeo-mallinnusohjelmalla, joka

on tarkoitettu alustageometrioiden suunnitteluun ja niiden laskennallisiin arviointeihin. Vertailua tehdään alkuperäisen ja toteutettavan geometrian välillä.

Tärkeimpinä tietolähteinä käytetään aiheesta julkaistua kirjallisuutta, sekä Win-Geo-mallinnusohjelmaan liittyvää materiaalia. Saatavilla on runsaasti englanninkielistä kirjallisuutta, jonka pohjalta aihetta voidaan käsitellä laajasti.

Työn tuloksena saatua geometriaa käytetään rakentaessa pyörätuenta kohteena olevaan automalliin. Tätä opinnäytetyötä voidaan käyttää ohjenuorana vastaaventyyppisten ajoneuvojen alustageometrian suunnittelussa ja ajodynamiikan ymmärtämisessä sekä hyödyntää autotekniikan opintomateriaalina.

2 ASENTOKULMAT

Pyörän asentoa eri ajotilanteissa kuvataan asentokulmilla. Ymmärtääkseen tuen-
tageometrioiden luomia erilaisia pyörän asentovariaatioita on aluksi ymmärrettävä
näiden asentokulmien määritelmät ja niiden yhteydet suunta-akseleihin. Asento-
kulmat ovat kinemaattisia käsitteitä, jotka vaikuttavat pyörän ja tien kosketuspis-
teessä syntyvien voimien suuntaan ja suuruuteen sekä auton ohjautuvuuteen. (Di-
xon 2009, 113.)

2.1 Aurauskulma

Aurauksella tarkoitetaan pyörän pyörintätason ja auton pituusakselin välistä kul-
maeroa. Vanteiden etureunojen välisen etäisyyden ollessa pienempi kuin takareu-
nojen välinen puhutaan positiivisesta aurauksesta. Etureunojen välisen etäisyyden
ollessa vastaavasti suurempi puhutaan harituksesta tai negatiivisesta aurauksesta.
Englanninkielisinä termeinä auraukselle ja haritukselle on Toe-in ja Toe-out. Aura-
us ilmoitetaan asteina ja minuutteina tai vanteiden reunasta otettujen välietäisyyk-
sien erona, esim. $1^{\circ}15'$ tai 1,0 mm. (Autoteknillinen taskukirja, 684.)

2.2 KPI

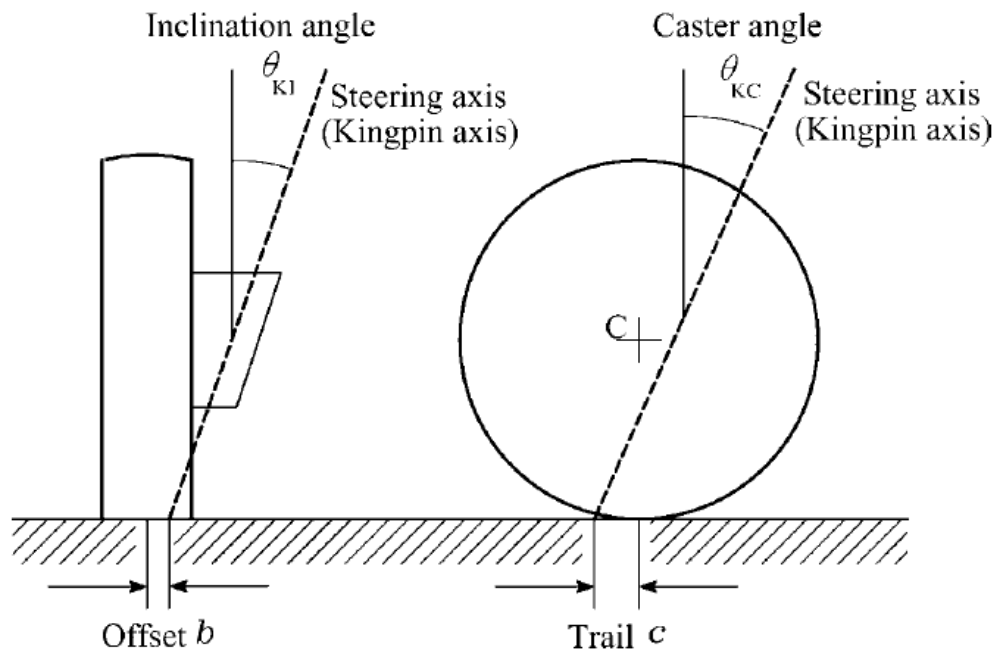
Kaikilla ohjaavilla akseleilla on pyörä napoineen nivelöity pisteisiin, joiden läpi kul-
keva suora muodostaa kääntöakselin, jonka ympäri pyörä kääntyy. Tätä linjaa kut-
sutaan myös olka-akselilinjaksi tai olkatappilinjaksi, englanninkielisen nimityksen
ollessa Kingpin Axis. KPI-kulmalla tarkoitetaan tämän linjan kallistusta korin keski-
linjan suuntaan (Kuvio 1). Sitä mitataan kulmaerona pystysuoraan tasoon ja se on
nähtävissä auton etukatsannosta. Käytettävät kulmat ovat yleensä välillä $0-20^{\circ}$.
KPI lyhenne tulee sanoista Kingpin inclination. Nykyään, olkatappien jäätyä pois,
tämä linja määritellään ala- ja yläpallonivelten tai vaihtoehtoisesti alapallonivelen ja
joustintuen yläpään kautta. (Dixon 2009, 118.)

KPI määrittää yhdessä navan pituuden ja vanteen keskilinjapoikkeaman kanssa
keskiön kääntöetäisyyden. Sillä tarkoitetaan lyhintä etäisyyttä pyörän keskipistees-

tä kääntöakseliin. Etäisyys toimii momenttivartena kääntöakselin ympäri ja vaikuttaa lähinnä pituussuuntaisten tukivoimien ohjauslaitteisiin johtumiseen. Toinen määrittyvä asia on kääntövierinsäde eli renkaan kosketuspinnan keskikohdan sivusuuntainen etäisyys kääntöakselin tienkohtauspisteeseen. Kääntövierinsäde on positiivinen, mikäli renkaan kosketuspiste sijaitsee kääntöakselin kohtauspisteen ulkopuolella. Kääntövierinsäde vaikuttaa pitkittäisten tukivoimien johtumiseen ohjauslaitteisiin luoden ohjaustuntoa palauttavan momentin vaihtelulla. (Autoteknillinen taskukirja, 684–685.)

2.3 Caster

Caster-kulma on kääntöakselin pituussuuntainen kallistuma. Kallistumaa mitataan kulmaerona pystysuoraan tasoon (Kuvio 1) ja se on nähtävissä auton sivukatsannosta. Positiivinen suunta on taaksepäin kallistettuna ja näin se onkin lähes poikkeuksetta. Käytettävät kulmat ovat yleensä välillä 0–5°, mutta suurempiakin kulmia tavataan, esim. Asconan 5,5°. (Dixon 2009, 118.)



Kuvio 1. KPI ja caster (Dixon 2009, 118).

Caster-kulma yhdessä kääntöakselin pituussuuntaisen etäisyyden kanssa määrittää jättämän. Jättämä on sivukatsannosta mitattu renkaan kosketuspinnan keski-

kohdan ja kääntöakselin välinen suora etäisyys. Eteenpäin oleva positiivinen jättämä luo pyörien ohjauskulmaa pienentämään pyrkivän momentin. Tämä keskittää ohjauksen suoraan ajettaessa ja lisää tarvittavaa ohjausmomenttia kaarteissa. (Autoteknillinen taskukirja, 684.)

Caster-kulmalla on se hyvä puoli, että sillä voidaan pienentää tarvittavaa staattista camber-asetusta etuakselilla. (Milliken & Milliken 1995, 712.)

2.4 Camber

Camber-kulmalla tarkoitetaan pyörän pyörintätason kulmaeroa pystysuoraan tasoon. Usein korjaamokirjallisuudessa camber-kulma esitetään korin pystylinjaan verrattuna, mutta ajodynamiikan yhteydessä ollaan aina kiinnostuneita tienpinnasta kohtisuoraan tasoon verrattuun kulmaan (Kuvio 2).



Kuvio 2. Positiivinen camber-kulma (Dixon 2009, 144).

Pyörää ohjattaessa camber muuttuu KPI- ja caster-kulmien vaikutuksesta. Tällä on vaikutusta auton kääntymiseen, etenkin hitaissa kaarteissa. Positiivinen KPI aiheuttaa kaarteessa ulkopuolen pyörälle positiivisen camber-kulman, joka kasvaa suunnilleen kääntökulman neliössä. Positiivinen caster vastaavasti aiheuttaa ulkopuolen pyörälle ohjauskulman mukaan lineaarisesti kasvavan negatiivisen camber-kulman. Todellisen camber-kulman laskennan on John C. Dixon esittänyt kirjassaan *Suspension Geometry and Computation*, sivulla 119. (Dixon 2009, 119.)

3 PYÖRÄNTUENNAN TYYPIT

Tukivarsien järjestelyllä eli pyöräntuennan geometrialla on vaikutusta kaikkiin jousitetun ja jousittamattoman massan välillä vaikuttaviin voimiin. Tästä johtuu sen merkittävä rooli auton ajodynamiikassa. Pyöräntuennat tutkinnan kohteena on sikäli mielenkiintoinen aihe, että ensinnäkin tuentatyyppejä on monia ja kun näiden toteutustavat ovat hyvin laajat, saadaan erilaisia mahdollisuuksia lähes rajaton määrä. Tutkinta rajataan työn kohteena olevassa autossa käytössä oleviin tuentatyypeihin, joten se on kattava vain näille.

Pyöräntuenta huolehtii pyörien kiinnityksestä muodostaen yhteyden auton korin ja pyörien välille. Tämän lisäksi siihen liittyy paljon muutakin, jota ei ensisilmäyksellä havaitse. Tuentatyyppi geometrioineen määrää pyörän liikeradat ja kulmamutokset, joita pyörä noudattaa poikkeuttaessa sitä sen staattisesta asemasta. Nämä liikeradat ja kulmamutokset ovat riippuvaisia tukivarsien keskinäisistä pituus ja kulmaeroista. Muutosten määrä on riippuvainen tukivarsien pituudesta, liittyvistä massoista, poikkeuttavan voiman määrästä, sekä kallistuksen vakaajien ja jousien sijoituksesta ja jäykkyydestä. (Smith 1978, 41; Staniforth 2006, 11.)

Pyöräntuennan suunnittelussa lähtökohtana on tuentatyyppin valinta. Seuraavaksi valitaan nivelpisteiden paikat, tukivarsien väliset linjakulmat ja teholliset pituudet, sekä akseli- ja raidevälit. Näillä valinnoilla pyritään optimoimaan alusta haluttua käyttötarkoitusta varten, eli saavuttamaan hyväksyttävä kompromissi kallistuskeskiöiden paikan ja pyörän liikeratojen suhteen. Samalla on huolehdittava rakenteiden riittävästä lujuudesta, jotta minimoidaan rakenteiden myötämisestä johtuvat pyörän asentokulmavirheet ja vältetään rikkoutumisesta aiheutuvat onnettomuusriskit. (Smith 1978, 41.)

3.1 Etupään tuenta

Itsenäisten etupään tuentojen alkupää juontaa 20-luvulle, jolloin siitä haettiin ratkaisua epämuikavalle, epätasaisella alustalla hyppimään pyrkivälle jäykälle tuennalle. Aluksi käytetyin rakenne oli Dubonnet, jossa yksi jousipesään laakeroitu tukivarsi toimi pyöräntuentana, vastaten kiinnityksestään vipumaisesti jouseen. Jo

30-luvulla tälle löydettiin kustannustehokkaampi korvaaja, sivuttain asetetut päällekkäiset kolmiotukivarret, joista englanninkielisessä kirjallisuudessa käytetään nimitystä Double Wishbone tai A-arm. Monilla valmistajilla oli käytössä myös rakenteita, joissa yksi tai kaksi poikittain asennettua lehtijousta toimi pyöräntuennan osana. Myös vääntösauvaan kiinnitettyä vääntövartta käytettiin lehtijousen kaltaisesti. (Dixon 2009, 10–11.)

30-luvulla kilpa-autojen nopeuksien kasvaessa, lähinnä pneumaattisten renkaiden yleistymisen myötä, alkoivat tuolloin käytössä olleiden jäykkien akseleiden ominaisuudet muodostua rajoittaviksi tekijöiksi. Suurin ongelma oli, että kahden pyörän ollessa kiinteästi kytkettynä toisiinsa, toiseen pyörään kohdistuva voima vaikutti myös toiseen. Tämä on epätoivottua varsinkin epätasaisella pinnalla ajettaessa. Jäykälle akselille on ominaista suuri jousittamaton massa ja se vaati paljon tilaa. Kohtuullisen jousitusmatkan käyttämisestä seuraavat myös korkeat pistekuormat koriin ja korkea kallistuskeskiö, mistä johtuen vanhat kilpa-autot eivät juuri kallistelleet. Jäykkä akseli on toisaalta yksinkertainen ja helppo sijoittaa, mutta sillä on lisäksi taipumus kääntyä vinoon yhden pyörän joustossa tai korin kallistuessa. Etupyörien ohjattavuuden kannalta oli myös välttämätöntä käyttää olkatappia, joka aiheutti aikaa myöten helojen kuluessa pyörälle gyroskooppisen prekession, joka ilmenee pompotuksena ja tärinänä. (Smith 1978, 42.)

Päällekkäisistä kolmiotukivarsista (Kuvio 3) tuli pian lähes standardi autoteollisuudessa, useimpien valmistajien ottaessa sen laajempaan tuotantoon. Samaa voidaan nykyisin sanoa laajasti käytettävästä MacPherson-tuennasta. Yleisimmin näiden tyyppien yhteydessä nähdään kierrejousi ja iskunvaimennin, joko sisäkkäin tai erilleen asennettuna. (Dixon 2009, 13.)

3.2 Päällekkäiset kolmiotukivarret

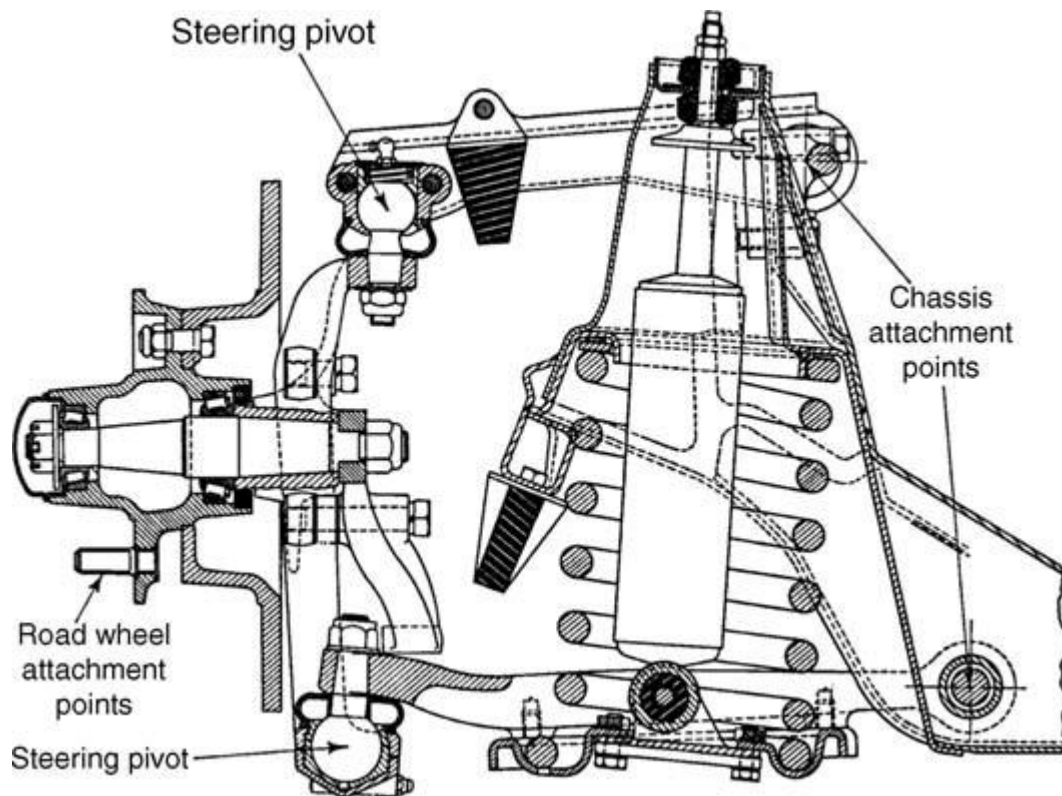
Varhaisimmat tuennat oli varustettu hyvin lyhyillä tukivarsilla, varsinkin tuon ajan kilpa-autoissa. Nämä oli usein varustettu verraten pitkällä raidetangolla, joka aiheutti voimakasta jousto-ohjausta. Tämä saatiin hyväksyttäviin rajoihin vain lyhyillä jousituksen liikeradoilla. Tämä on mielenkiintoisessa kontrastissa nykyaikaisiin

pitkillä tukivarsilla ja hienosäädetyllä jousto-ohjauksella varustettuihin kilpa-autoihin. (Dixon 2009, 15.)

Sen lisäksi että tukivarret olivat lyhyitä, olivat ne samanpituisia ja ohutrakenteisia. Linjaukseltaan ne olivat staattisessa ajokorkeudessa samansuuntaisia toistensa ja maanpinnan kanssa. Camber-kulman muuttumattomuudesta pystyliikkeessä seurasi suuri vääränsuuntainen camber-kulma korin kallistuessa. Lyhyistä tukivarsista seurasi myös raidevälimuutoksia joustossa. Vielä 50-luvulla monessa kilpa-autossa käytettiin samanpituisia ja suuntaisia, lyhyitä tukivarsia. (Smith 1978, 42.)

Geometria kehittyi vähitellen vuosisadan puolivälissä ja alemmasta tukivarresta alettiin tehdä ylempää pidempi (Kuvio 3), jolloin negatiivinen camber saatiin kasvamaan sisäänjoustossa ja täten vähennettiin ulkokaarten pyörän positiivisen camberin kehittymistä kaarteessa. Maseratilla oli jo 30-luvun loppupuolella hyvin kehittynyt, eripituisia ja verrattain pitkiä tukivarsia hyödyntävä geometria. Nykyaikaisen tyyppiseen geometriaan alettiin päästä 50-luvun lopulla, kun englantilaiset Colin Chapman ja Eric Broadley alkoivat toteuttaa neljällä pitkällä tangolla tuettua epäsymmetristä pyöräntuentaa, kumpikin omalla tahollaan. Tämä oli seurausta keskittymisestä pyörän sijaintiin, camber-muutokseen, painonsiirto-ominaisuuksiin ja kallistuskeskiöiden paikkoihin. Hyvin pian moni muukin valmistaja otti tämän käyttöön ja noin vuodesta 1962 se on ollut yleinen ratkaisu kilpa-autoissa. (Smith 1978, 43.)

Jousi on sijoitettu tyypillisesti alemman tukivarren yhteyteen, jossa se liikkuu noin 0,5 liikesuhteella. Vastaavasti esim. Renault on sijoittanut jousen ja iskunvaimentimen ylätukivarren päälle, rakenteen muistuttaessa erehdyttävästi joustintukirakennetta. Ohjausakseli määritellään pallonivelten muodostamasta linjasta. Nivelkuormitukset muodostuvat sitä pienemmiksi, mitä etäämmälle pallonivelet on sijoitettu toisistaan. (Dixon 2009, 16.)



Kuvio 3. Tuotantoauton päällekkäiset kolmiotukivarret (Dixon 2009, 16).

Tuentatyyppi on ollut yleisesti käytössä kilpa-autojen takapäässä 60-luvulta lähtien ja etupäissä paljon kauemmin. Tuentatyyppi nykyaikaisessa kilpa-autossa on muuttunut käyttämään kolmiomaisten tukivarsien sijaan neljää tankoa, joiden toiminta kuitenkin on lähes sama. Pyöräntuenta kilpa-autoissa on pysynyt 80-luvun lopulta melko muuttumattomana. (Smith 1978, 43; Staniforth 2006, 6.)

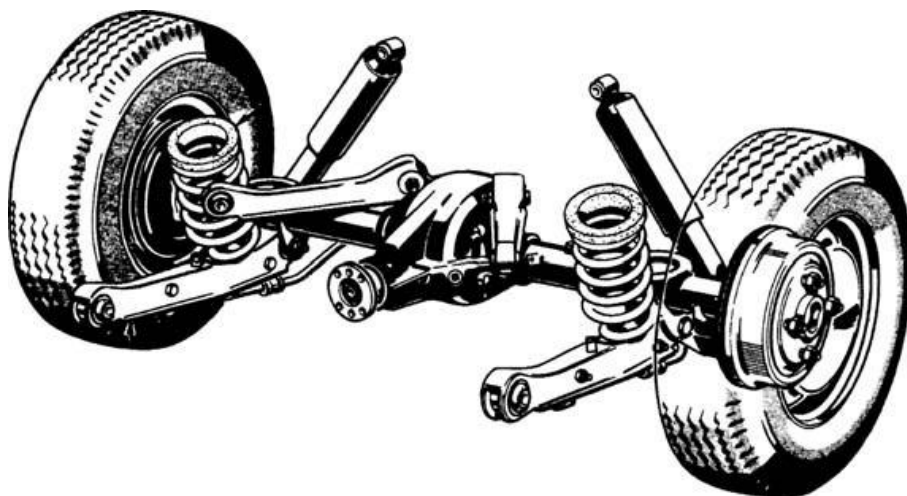
3.3 Vetävän jäykän taka-akselin tuenta

Perinteinen vetävän jäykän taka-akselin tuenta on kiinnitetty kahdella lehtijousella. Nämä lehtijouset määräävät taka-akselin liikeradat ja toimivat nimensä mukaisesti myös jousina. Tällaisesta lehtijousitetusta rakenteesta käytetään englanninkielisessä kirjallisuudessa nimitystä Hotchkiss axle, yleinen nimitys jäykälle akselille on Beam axle tai Live axle. Ero kahden jälkimmäisen välillä on siinä, että Live axle tarkoittaa jäykkää akselia, joka vetää. Se on kotelo, johon sisältyy tasauspyörästä ja kaksi vetoakselia. Beam axle –nimitystä taas voidaan käyttää akselin vetävyydestä riippumatta. Pitkän kehityskaaren ansiosta on aikaa myöten nähty hyvin toi-

miviksi hienosäädettyjä ratkaisuja. Tämä tarkoittaa juuri oikein valittua geometriaa sekä yleensä myös hyvin laadukkaiden ja ominaisuuksiltaan sopivien iskunvaimentimien ja jousien käyttöä. Toisissa tapauksissa on kohdattu ongelmia, kuten pompotusta suurella rengaskitkalla. (Dixon 2009, 20; Jazar 2008, 464; Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 23.)

Aputukivarsia voidaan käyttää tarkemman liikeratahallinnan tai jäykemmän kiinnityksen vuoksi. Useimmiten nämä on kiinnitetty akselin päältä eteenpäin koriin, vastustamaan akselin kiertymistä. Näitä on käytetty myös jälkiasenteisina sarjoina, mutta usein niistä ei ole ollut juurikaan apua. Lehtijousien rinnalla on harvinaisemmissa rakenteissa myös kierrejouset varsinaisesta joustosta huolehtimassa, lehtijousien toimiessa lähinnä tukivarsien virkaa toimittavina. Tämän rakenteen etuna on tasainen voimien jakautuminen koriin. (Dixon 2009, 20.)

Kierrejousien helpon saatavuuden vuoksi lehtijousitettu akseli alkoi tulla harvinaisemmaksi ja tilalle tuli tyypillisimmin neljällä tukivarrella tuettu (Kuvio 4). Alemmat leveälle sijoitetut alatukivarret toimivat usein myös jousien kiinnityspisteinä, tämän jättäessä enemmän tavaratilaa verrattuna akselin päälle sijoitettuihin. Ylemmät tukivarret kontrolloivat akselin liikerataa ja kiertymistä. Vinottain sijoitettuna ne toimivat myös sivuttaistuentana, josta kuitenkin aiheutuu korkea kallistuskeskiö. Ylempien tukivarsien tehtävät voidaan hoitaa myös yhdellä tukivarrella. Akselin liikkeet eivät ole aina täysin kinemaattisia, vaan riippuvat osittain tukivarsien kiinnityspisteiden kumipuslien joustosta. (Dixon 2009, 20.)



Kuvio 4. Nelivarsituenta ilman erillistä sivuttaistuentaa (Dixon 2009, 21).

Yksi versio tuennasta on T-bar tai A-arm, jossa on vain yksi, T- tai A-muotoinen ylätukivarsi. Rakenne ja käyttäytyminen ovat molemmilla samat, ainoastaan ulkonäkö on erilainen. A-arm on kolmiomuotonsa ansiosta tukevampi. Nämä kiinnittyvät kahdesta pisteestä koriin ja yhdestä taka-akselin keskikohdan päälle. Rakenne antaa tarkemman akselin sijainninhallinnan, eikä vaadi puslilta joustoa, mutta tämäkin aiheuttaa korkean kallistuskeskiön. Rakenne on ollut käytössä esim. Alfa Romeolla. Tämän tuentatyyppin autojen kilpaversioissa ylätukivarsi on usein korvattu ylös alas liukuvalla palalla, jolla kallistuskeskiö saadaan alemmas. Liukuvasta palasta käytetään englanninkielisessä kirjallisuudessa nimityksiä Sliding Block ja Cam Follower. (Dixon 2009, 20; Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 175.)

Tuentatyyppi on käytössä nykyaikaisessa autoteollisuudessa enää ajoneuvoissa, joiden suunnittelijat eivät ole kokeneet tarpeelliseksi käyttää rahaa takapään erillistuennan järjestämiseen, kuten esim. hyötyajoneuvoissa. Se on vanhanaikainen järjestelmä, mutta hoitaa työnsä hyvin ainakin maantieajossa. Jäykkää akselia kilpa-autossa käyttävän on sanottu antavan kilpailuedun niille, joilla on täysin erillisyousitettu auto. Jäykän akselin huonoista puolista voidaan kuitenkin päästä yli minimoimalla niiden vaikutukset. Useissa kilpa-autosarjoissa nähdään jäykällä taka-akselilla varustettuja autoja ja tämä on useimmiten seurausta rakenteiden pohjautumisesta tuotantoautoihin. (Smith 1978, 41.)

Huonoja ominaisuuksia ovat suuri jousittamaton massa, tilantarve koko ajoneuvon leveydeltä sekä yhteen pyörään tulevien herätteiden johtuminen myös toiseen. Kallistuskeskiö sijaitsee usein korkealla, mutta tämä on mahdollista sijoittaa sivuttaisen tuennan oikealla mitoituksella vaikka maanpinnan alapuolelle. (Smith 1978, 155.)

Jäykällä akselilla on myös omat hyvät puolensa, kuten kiinteä camber pyörien välillä. Camber, raideväli ja aeraus säilyvät muuttumattomina pystysuuntaisessa joustoliikkeessä. Tällä saadaan erittäin hyvä kiihdytyspito renkaiden ollessa pystysuorassa tiehen nähden. Akselissa on kiinteät vetoakselit, jotka lähes poikkeuksetta ovat hyvin kestäviä, eikä vetonivelten puuttuessa niiden rikkoutumismahdollisuuttakaan ole. Kiihdytysautoon jäykkä taka-akseli on näistä syistä johtuen paras mahdollinen vaihtoehto. (Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 25; Smith 1978, 155.)

Tuotantoautoilla on alkuperäisistä suunnitteluperusteista johtuvia luontaisia haittapuolia. Nopeaa ajoa haittaavista suunnittelullisista puutteista on oltava tietoisia, jotta pystytään tekemään parannuksia niiden voittamiseksi. Tuotantoautot ovat usein vaikeasti käsiteltäviä, suuria ja raskaita, mistä seuraa paljon kuormitusta jarruille ja renkaille. Tämän opinnäytetyön kohteena oleva auto on kevyt ja pieni verrattuna suurimpaan osaan henkilöautoja, mutta eroa varta vasten kilpa-autoiksi suunniteltuihin kuitenkin on. Tuotantoautojen jousitus on suunniteltu matkustajamukavuutta silmällä pitäen ja turvallisuussyistä aliohjaavaksi. Ominaista on myös korin heikko vääntöjäykkyys, korkea massakeskipiste ja suuri polaarinen inertia pystyakselin ympäri. (Smith 1978, 153.)

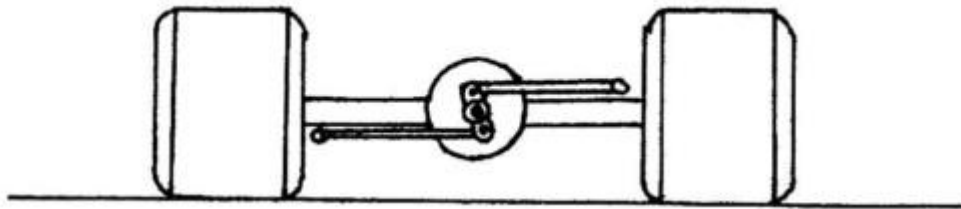
Suomessa ajettavista sarjoista jäykkää taka-akselia on usein käytössä ainakin seuraavissa sarjoissa:

- Drag Racing
 - Jäärata-ajo
 - Rallissa F-Cup ja Historic Rally Trophy
 - Rallicrossin SRC
 - Rallisprint
 - AKK:n rata-ajossa Camaro-Cup ja Legends Trophy
 - Historic Race Finlandin rata-ajossa Locost, Historic ja Roadsport
- (AKK-Motorsport, [Viitattu 29.2.2012].)

Kilvanajo tuotantoautoilla on suosittua harrastustoimintaa huolimatta niiden huonohkosta soveltuvuudesta tämänkaltaiseen käyttöön. Mikäli suurella osalla kilpailijoista on käytössä jäykkä taka-akseli, on kilpailuetu sillä joka on toteuttanut sen parhaiten. Kohtuullisella työllä ja hyvällä suunnittelutaidolla on mahdollista toteuttaa ajettavuudeltaan erinomainen auto. Myös useat jäykän taka-akselin haittapuolet pienenevät lähes merkityksettömiksi kilparatojen ollessa pinnaltaan hyvin tasaisia.

3.4 Akselin sivuttainen tuenta

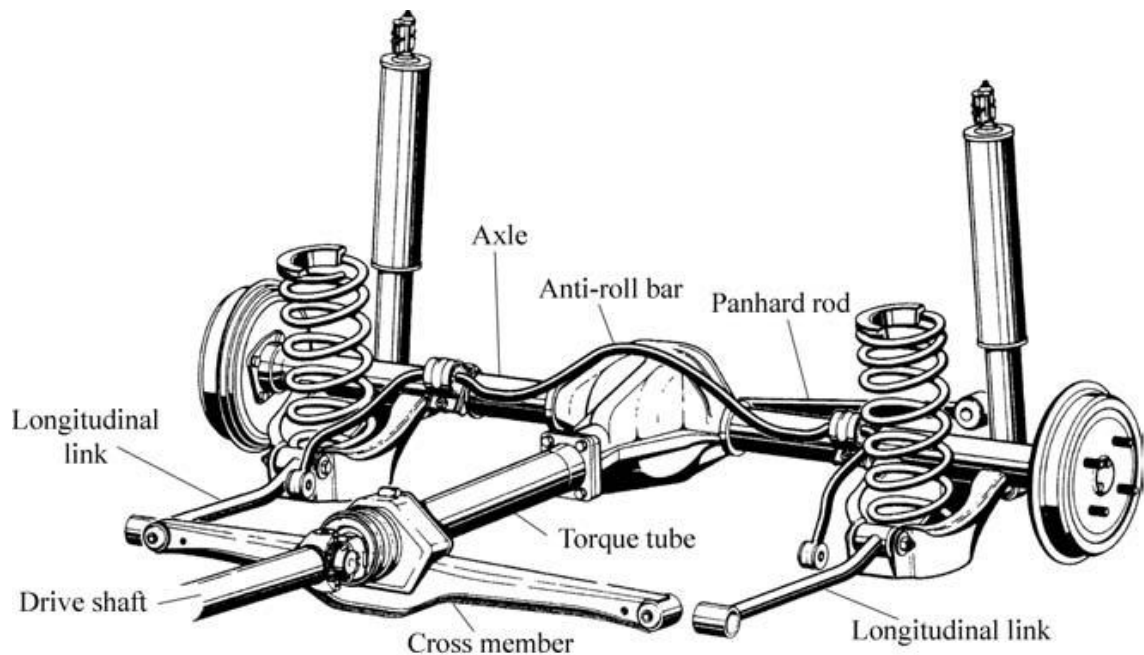
Vaikka akselin sivuttainen tuenta voidaan hoitaa asettamalla tukivarret ylhäältä katsottuna kulmaan toisiinsa nähden, on rakenteessa usein erillinen, vain tätä tehtävää varten suunniteltu komponentti. Sivuttaisen tuennan merkitys kasvaa renkaiden sivuttaisten tukivoimien kasvaessa. Useimmiten käytetty on Panhard-tanko (Kuvio 6), harvinaisempina Watt's- (Kuvio 5), Woblink- (Kuvio 19), Mumford- ja Sliding Block -tyyppiset tuennat. Sivuttaisen tuennan merkitys korostuu kilpaajossa sivuttaisten voimien kasvaessa. Sivuttainen tuenta muodostaa akselin sivuttaisen rajoituspisteen, joka käsitellään myöhemmin jäykän taka-akselin vapausasteiden yhteydessä. (Milliken & Milliken 1995, 623.)



Kuvio 5. Watt's-tuenta (Staniforth 2006, 52).

3.5 Alkuperäinen taka-akselin tuentatyyppi

Alkuperäisestä takapään tuentatyyppistä käytetään nimitystä torque tube, jolle varsinaista suomenkielistä termiä ei ole. Akseli on varustettu kiinteällä putkella (Kuvio 6), joka kulkee eteenpäin poikkipalkkiin ja on kiinnitykseltään sellainen, että se voi kiertyä pallonivelen tavoin. Tuentatyyppin nimi onkin sama kuin tämän putken nimitys. (Dixon 2009, 22.)



Kuvio 6. Alkuperäinen taka-akselin tuentatyyppi (Dixon 2009, 22).

Tyyppi on ollut käytössä lähinnä 30-50 -luvulla Fordilla ja Buickilla, AMC:n käyttäessä sitä vielä 60-luvulle asti. Se oli tähän aikaan yleisiin lehtijousitettuihin akseliin verrattuna ominaisuuksiltaan kehittyneempi, mutta myös kalliimpi. Ajomukavuus on ollut myös parempi, sillä voimia välittävät lehtijouset on voitu korvata pehmeämmillä kierrejousilla. Muun muassa Corvette C5 ja C6, etumoottoriset Porchet ja moni Aston Martin käyttää kehittyneempää variaatiota tästä tuentatyyppistä, näissä tosin tasauspyörästö on kiinnitettynä koriin. (Dixon 2009, 22.)

Kardaaniakseli tulee torque tuben korin puoleiseen päähän ja tällöin kardaaniin ainoa ristinivel on tässä liitoskohdassa. Tämän haittapuolena syntyy nivelen murtokulmilla vaihekulmaeroa, joka tasoittuu normaalissa kaksinivelisessä akselissa. Veto viedään peränjatkeen sisällä kulkevalla akselilla perävälitykselle. Akseli on varustettu kahdella molemmista päistään nivelletyllä alatukivarrella, jotka pitävät akselin linjan ajosuuntaan nähden. Iskunvaimentimet ja kierrejouset on kiinnitetty akselin yhteyteen. Rakenteeseen vaaditaan poikittainen tuenta ja useimmiten se on toteutettu Panhard-tangolla.

Nimitys torque tube tulee siitä, että se johtaa renkaiden kehällä vaikuttavan vääntömomentin koriin työntämällä kiinnityspistettään ja kardaaniakselin välityksellä tekniikkaa eteenpäin. Toisin sanoen se toimii pääasiallisena voimareittinä taka-

akselin eteenpäin työntävän voiman siirtymisessä koria liikuttavaksi voimaksi. Asconan tilanteessa torque tube on eteenpäin yläviistossa (Kuvio 16), jolloin kiihdytettäessä esiintyy ylöspäin korin takapäätä nostava peränjatkeen kulmasta riippuva voimakomponentti. Tätä ilmiötä käsitellään myöhemmissä luvuissa.

4 AJODYNAMIIKKA

Ajodynamiikka tarkoittaa ajoneuvon käyttäytymistä erilaisten voimien vaikutuksesta. Dynamiikan tutkimiseksi on ensin perehdyttävä ajoneuvon kinemaattiseen käyttäytymiseen. Dynamiikan tarkastelu voidaan viedä hyvinkin teoreettiseksi, mutta tässä yhteydessä käsitellään asioita aihepiirin vaatimalla laajuudella. Reza Jazar on kirjoittanut ajodynamiikasta teoreettisesti kattavan teoksen (2008) ja vastaavasti Carroll Smithin tuotannosta (1978, 1984) löytyy aiheeseen käytännönläheisempiä näkökulmia. Tarkastelun todenmukaisuutta voitaisiin parantaa, mikäli käytössä olisi vastaavankaltaisesta ajoneuvosta ajon aikana kerättyä kiihtyvyyden ja asento-tietoa. Ilman näitä joudutaan luonnollisesti tekemään olettamuksia.

Ajodynamiikan tarkastelussa auton kori ajatellaan kiinteänä kappaleena, jonka liikkeet tapahtuvat kolmen koordinaattiakselin ympäri ja niiden suuntaan. Monimutkaisin tapaus on pystyakselin ympäri tapahtuva liike, kun taas vastaavasti pituussuuntaisen akselin ympäri kiertymistä on helpompi tutkia. (Jazar 2008, 665.)

4.1 Renkaat

Renkaiden muodostamat neljä kosketuspintaa ovat ainoa yhdistävä tekijä auton ja ajoradan välillä ja tästä johtuen renkaan ominaisuuksilla on suuri vaikutus auton suorituskykyyn. Näiden pintojen kautta kaikki autoa liikuttavat voimat vaikuttavat. Niiden kautta kulkevat myös kaikki kuljettajan ohjausliikkeet ja vastaavasti ajotun-tumaan vaikuttava tieto renkailta takaisin kuljettajalle. (Jazar 2008, 95; Smith 1978, 13)

Renkaita on käytökseltään useita erityyppisiä ja esimerkiksi tavalliset tieliikenne-renkaat poikkeavat käyttäytymiseltään kilparenkaista. Yhtenäisiä piirteitä on myös paljon ja näiden asettamat vaatimukset vaikuttavat pyöräntuentageometrian suunnitteluun. Ajodynamiikan tarkasteluissa onkin pidettävä pneumaattisen renkaan ominaisuudet lähtökohtana. (Smith 1978, 13.)

Kitkakerroin. Pneumaattinen rengas ei noudata Newtonin lakia kitkan suhteen, jonka mukaan se ei voisi siirtää suurempaa voimaa kuin siihen on kohdistettu. Tämä johtuu siitä, että Newtonin laki on tasaisten pintojen välistä kitkaa varten. Rengas taas pureutuu tienpinnan epätasaisuuksiin muodonmuutoksien vastustushalun, eli elastisen kitkan johdosta ja käyttäytyy ikään kuin hammaskosketuksen tavoin. Renkaan yrittäessä liukua tien pintaan nähden on rengaskitka yhdistelmä liukukitkaa ja renkaan vastusta muodonmuutokselle, toisin sanoen elastista kitkaa. Näiden yhdistelmästä käytetään nimitystä kumikitka. (Smith 1978, 13.)

Hyvän kilparenkaan kitkakerroin voi olla 1,6. Tämä tarkoittaa sitä, että renkaan pystysuuntaisen kuorman ollessa 2500 N, kykenee se kehittämään parhaimmillaan 4000 N edestä tukivoimaa. Tällöin rengas kykenee aiheuttamaan 1,6 G kiihtyvyyden. Renkaan tukivoima ja sitä kautta kehittämä kiihtyvyys voi olla pituus- tai sivuttaissuuntaista sekä näiden yhdistelmiä. Näiden yhdistelmissä voi niiden summa jopa ylittää tämän kertoimen. Kitkakerroin on dimensioton suure, ilmentäen renkaan kykyä kehittää tukivoimia verrattuna toiseen renkaaseen täsmälleen samoissa olosuhteissa. Renkaiden suunnittelijat käyttävät sitä työkaluna kuvailemaan eri renkaiden suorituskykyä ja käyttäytymistä. (Smith 1978, 13.)

Renkaan kitkakertoimen teoriassa sallimia kiihtyvyyksiä ja tukivoimia kuitenkin harvoin saavutetaan. Tämä on seurausta tienpinnan kitkaominaisuuksista, sekä ajoneuvon ja renkaan dynaamisista ominaisuuksista. Tuotettu tukivoima on riippuvainen renkaalle kohdistetusta pystysuuntaisesta kuormasta ja renkaan maksimi kitkakertoimesta kyseisissä olosuhteissa. Luonnollisesti molemmat vaihtelevat jatkuvasti ajonopeuden, painonsiirron, radan kunnon, renkaan lämpötilan ja monen muun tekijän mukaan. Nämä tekijät määrittävät renkaan pitokyvyn rajat. Teoreettisissa tarkasteluissa tehdään yksinkertaistus olettamalla renkaan pitokyky yhtä suureksi joka suuntaan. (Smith 1978, 13.)

Sortokulma. Sortokulmalla tarkoitetaan vanteen pyörintätason ja renkaan pyöriessään kulkeman reitin välistä kulmaa. Ajoneuvon kulkusuunnan muuttamiseksi nopeudesta tai kaarteiden säteestä riippumatta on jokaisen renkaan hyväksyttävä tietty määrä sortokulmaa. Sortokulman olemassa olo johtuu pneumaattisen renkaan kimmoisuudesta kierrettäessä. Tienpinnan kanssa kosketuksessa oleva osa renkaan kulutuspinnoista vastustaa tien ja renkaan välisestä elastisesta kitkasta

johtuen kääntävää momenttia. Kulutuspinna kosketuspinnan läheisyydessä vääntyy, jääden siten jälkeen vanteen liikkeestä. Tästä johtuen kosketuspinta ja sen pyöriessään muodostama reitti jää tietyn kulman jälkeen vanteen pyörintätasosta. Englanninkielinen termi sortokulmalle on Slip Angle. (Smith 1978, 14.)

Sortokulma ei esiinny ainoastaan ohjaavalla renkaalla, vaan kaikilla, joihin kohdistuu sivuttainen tukivoima. Kaarteeseen sisääntulossa normaali järjestys sortokulmien kehittymiselle on seuraavan kaltainen. Kuljettaja kääntää eturenkaita kaarteeseen suuntaan, jolloin lyhyellä viiveellä eturenkaisiin syntyy sortokulma ja auto alkaa kääntymään kaarteeseen. Kaarteeseen kääntymisestä aiheutuva sivuttainen kiihtyvyys kehittää korin ja pyöräntuennan kautta takarenkaille tukivoiman, josta seuraa sortokulma. Lyhyen ajan kuluessa kaarteeseen ajolinja stabiloituu ja auto saavuttaa tasaisen kaarrekäyttäytymisen. (Smith 1978, 14.)

Sortokulma ja renkaan sivuttainen tukivoima ovat kytköksissä toisiinsa molempiin suuntiin. Sivuttainen tukivoima kehittää sortokulman ja esimerkiksi kuljettajan ohjausliikkeellä synnytetty sortokulma kehittää sivuttaisen tukivoiman. (Jazar 2008, 138.)

Sivuttaisia tukivoimia ja siten sortokulmia seuraa myös tienpinnan eroavaisuuksista, sivutuulesta, epätasaisesta tehon jakautumisesta vetäville pyörille tai jarrutus-tehojen pyöräkohtaisista eroista. Erityyppiset renkaat kehittävät parhaan rengas-kitkansa erilaisilla sortokulmilla. Kilparenkaan sortokulmat ovat yleensä katurenkaita pienempiä. Tämä on haluttu ominaisuus, sillä pieni sortokulma kehittää vähemmän lämpöä ja siten energiahäviötä. Pienemmän lämmönvaihtelun omaavassa renkaassa voidaan käyttää pehmeämpää, eli korkeamman kitkakertoimen omaavaa rengasseosta. Toisaalta usein kilpa-autoissa käytetyllä, korkeuteensa nähden leveällä sekä matalaprofiilisella renkaalla on enemmän vastustusta kiertymiselle, joka pitää sortokulmatkin suhteessa pienempinä. (Smith 1978, 16.)

Kitkakertoimen ja sortokulman välinen yhteys. Kitkakerroin ja siten kaarrepito vaihtelee sortokulman mukaan. Kitkakerroin kasvaa aluksi sortokulman mukana, kunnes tietyssä pisteessä saavuttaa huippunsa. Tämän jälkeen se alkaa laskea, joka johtaa lopulta pidon menetykseen. Sortokulman funktiona piirretyn kitkakertoimen kuvaajan huippuarvosta nähdään paras renkaan kehittämä kaarrepito. Ku-

vaajan muodosta taas selviää ajoneuvon ohjattavuus suurella sortokulmalla, eli tukivoimien ollessa suuria. Ihanteellisessa kuvaajassa kitkakerroin kasvaa korkeaksi jo pienellä luistokulmalla, säilyy korkeana laajalla alueella maksimikitkaker-toimen molemmin puolin ja alkaa laskea rauhallisesti. Tällöin hyvä kaarrepito saa-vutetaan nopeasti, on laajasti käytössä ja lopulta renkaan pito alkaa huonota yllä-tyksettä. (Smith 1978, 15.)

Kitkakertoimen ja sortokulman välinen yhteys on seurausta renkaan elastisesta kitkasta. Renkaan muodonmuutokset kasvavat sortokulman kasvamisen myötä, jolloin lopulta renkaan kimmoisuuden raja-arvo tulee vastaan. Tällöin varsinaista luistoa alkaa tapahtua lepokitkan muuttuessa luistokitkaksi. Tämä muutos tapah-tuu aluksi osalla kosketuspintaa, osuuden kasvaessa tästä sortokulman lisäänty-essä. Rengaskitka on tällöin yhdistelmä lepo-, luisto- ja elastista kitkaa. Rengas-kitkaa on jäljellä vielä, vaikka sen sortokulman sietokyky on ylitetty ja rengas liu-kuu. Tässä tilanteessa sortokulman vähentämisellä saadaan luisto loppumaan ja rengaskitka jälleen korkeaksi. (Smith 1978, 16.)

Luistosuhde. Luistosuhteella on vastaava vaikutus renkaan pitokykyyn, kuin sor-tokulmalla kaarrepitoon. Kitkan rakenne renkaan ja tienpinnan välissä on molem-missa tapauksissa sama, sisältäen yhdistelmän elastista kitkaa ja lepo- tai liukukit-kaa. Yhdistelmästä käytetään nimitystä kumikitka. Englanninkielinen termi luis-tosuhteelle on Slip Ratio tai Percent Slip. Jokainen rengas tuottaa parhaan kitka-kertoimensa tietyllä luistosuhteella, jonka jälkeen se laskee pienemmäksi. Silmin nähtävissä olevalla renkaan luistamisella tämä parhaan kitkakertoimen kohta on jo ohitettu. (Smith 1978, 17.)

Carroll Smithin mukaan parhaan kitkakertoimen luistosuhteella osa kosketuspinnasta on siirtynyt luistokitkan alueelle, mutta suurin osa on vielä lepokitkalla. Esi-merkiksi 0.2 luistosuhde ei tarkoita 20% eroa etenemisnopeuden ja pyörän kehä-nopeuden välillä, vaan että sen verran kosketuspinnan alasta luistaa. Tämä on kuitenkin ristiriidassa Reza N. Jazarin kirjassa *Vehicle Dynamics, Theory and Ap-plications* olevan teorian kanssa, jonka mukaan luistosuhde perustuu nopeuseroi-hin. Jazarin teoria on luotettavampi, sillä se on perusteltu matemaattisesti ja linjas-sa autoalalla vallitsevan yleisen käsityksen kanssa. (Jazar 2008, 127; Smith 1978, 17.)

Renkaan pituussuuntaisen luistosuhteen s laskennassa tarvitaan renkaan staattinen, kuormittamaton säde r_g , renkaan kulmanopeus ω_w ja pyörän keskipisteen pituussuuntainen nopeus v_x .

$$s = \frac{r_g \cdot \omega_w}{v_x} - 1 \quad (4)$$

Luistosuhde on positiivinen kiihdytettäessä ja negatiivinen jarrutettaessa. Tavallisesti kitkakertoimen huippuarvo saavutetaan noin 0,1 luistosuhteella. Tätä suuremmilla luistosuhteen arvoilla rengas alkaa pyöriä silminnähden tyhjää. Luistosuhde voidaan esittää myös pyörän keskipisteen ja renkaan kehän kulkeman matkan välin erotuksen suhteella renkaan kehän kulkemaan matkaan. (Jazar 2008, 127–129.)

Camber ja rengas. Kitkakerroin vaihtelee tienpintaan verratun camber-kulman perusteella. Paras kitkakerroin saavutetaan aina lievästi negatiivisella camber-kulmalla. Tämä johtuu camber-sivuvoimasta, joka on seurausta kosketuspinnan reunakaaren suoristumisesta renkaan vierieessä. Toisin sanoen, camber-sivuvoima on camber-kulman kehittämä sivuttainen tukivoima. Englanninkielinen termi camber-sivuvoimalle on Camber-thrust. Negatiivisen camberin tapauksessa tämä voima vaikuttaa kaarteeseen keskelle päin, lisäten kaarrepitoa. Vastaavasti positiivisella camberilla voiman suunta on kaarteeseen keskipisteestä ulospäin, vähentäen kaarrepitoa. Tämä on yksi elastisen muodonmuutoksen ilmiö, jota ei tässä yhteydessä käsitellä tämän enempää. (Jazar 2008, 145; Smith 1978, 18.)

Camberin kasvaessa suureksi alkaa renkaan toinen reuna irrota maasta, josta seuraa kosketuspinnan pientyminen ja radikaali muutos pintapainejakaumaan. Leveällä ja matalaprofiilisella renkaalla tämä tapahtuu pienemmällä camber-kulmalla, kuin korkeaprofiilisella ja kapealla. Renkaat ovat kuitenkin kehittyneet runkorakenteeltaan hallitusti joustaviksi, jolloin niiden kosketuspinta pysyy pitkän aikaa lähes muuttumattomana camber-kulman kasvaessa. (Smith 1978, 18.)

Pystysuuntainen kuorma. Pystysuuntaisella kuormalla tarkoitetaan yksittäiselle renkaalle kohtisuorassa tienpintaan nähden kohdistuvaa voimaa. Pystysuuntainen kuorma vaihtelee jatkuvasti ajotilanteesta riippuen, sisältäen painonsiirron määrämien osan auton kokonaispainosta ja aerodynaamisen alaspäin painavan voiman. (Smith 1978, 13.)

Kitkakerroin laskee hieman pystysuoran kuorman lisääntyessä. Rengaskitkan kehittämä tukivoima kuitenkin kasvaa kuorman kasvaessa. Renkaaseen kohdistuvan kuorman kasvaessa kosketuspinta säilyy käytännössä katsoen samana, jolloin pintapaine tällä alalla kohoaa. Pintapaineen kohoaminen vähentää renkaan vastustusta leikkausvoimille ja siitä johtuu kitkakertoimen lasku. Tämä laskeva käyrä on kuitenkin niin loiva, että kasvavan kuorman lisäämä tukivoima ylittää tämän vaikutuksen. Renkaan kuorman funktiona piirretty tukivoiman käyrä ei ole suora, vaan lievästi laskeva, johtuen kitkakertoimen laskusta. (Smith 1978, 17.)

4.2 Massakeskipiste

Auton dynamiikan kannalta tärkeitä massakeskipisteitä on kolme:

1. Koko ajoneuvon massakeskipiste.
2. Jousitetun massan eli korin massakeskipiste.
3. Jousittamattoman massan eli akselistojen massakeskipiste.

(Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 386.)

Tässä yhteydessä tyydytään tutkimaan koko ajoneuvon massakeskipistettä. Tämä lähinnä jousitetun massan keskipisteen määrittelemisen hankaluudesta johtuen. Lisäksi tämäntyyppisessä jousitustarkastelussa voidaan pitää ajoneuvon massakeskipisteen käyttämistä riittävänä haluttuihin tarkkuuksiin pääsemiseksi. Toisaalta massakeskipiste myös vaihtelee polttoaineen ja matkustajien määrän mukaan. Massakeskipisteestä voidaan käyttää myös nimitystä painopiste. Todella tarkoissa tutkimuksissa on mahdollista käyttää massakeskipisteakselia, joka on korin poikkeileikkauksien massakeskipisteiden läpi piirretty käyrä. Tämä käyrä näyttää korin kunkin kohdan massakeskipisteen. (Smith 1978, 29.)

Yksinkertaisin versio massakeskipisteakseleista on korin molempien päiden massakeskipisteiden läpi piirretty suora. Tässä työssä tuon suoran oletetaan kulkevan korilinjaan nähden vaakatasossa ajoneuvon massakeskipisteen läpi. (Smith 1978, 29.)

Massakeskipisteen sijainnilla on hyvin keskeinen vaikutus auton ajodynamiikkaan. Massakeskipisteen pituus-suuntaisella sijainnilla etu- tai taka-akseliin nähden, sekä pystysuuntaisella sijainnilla tienpintaan nähden on vaikutusta seuraaviin:

1. Jarrutus- ja kiihdytyskyky.
2. Ylämäessä etenemiskyvyn määrittely.
3. Jarru- ja nelivetojärjestelmien suunnittelu.
4. Ajodynamiikka.
5. Korin hitausmomentit.

(Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 386.)

Massakeskipisteen halutaan kaikkien näiden kannalta sijaitsevan mahdollisimman matalalla, sillä silloin siitä aiheutuu mahdollisimman vähän ajodynaamisia ongelmia ja parempi käyttäytyminen kaarteissa ja jarrutuksissa. Käytännössä vaikutusmahdollisuudet massakeskipisteen paikkaan ovat tuotantoautoja muokatessa verrattain vähäisiä. (Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 386.)

Massakeskipisteen määrittämiseen on useita tapoja. Mikäli ajoneuvosta on luotu tarkka tietokonemalli sisältäen materiaalien tiheydet, voidaan massakeskipisteen paikka määrittää kyseisellä mallinnusohjelmalla. Tämän tavan tarkkuus on luonnollisesti riippuvainen tietokonemallin tarkkuudesta. Helpompi tapa on käyttää ajoneuvovaakoja ja korin kallistamista hyväksi, jolloin päästään useimmissa tapauksissa riittävään tarkkuuteen. Jälkimmäistä tapaa käytettiin myös tässä yhteydessä.

Autosta selvitettiin massakeskipisteen paikka alkuperäisessä kunnossa, sekä tutkittiin massakeskipisteen paikan muuttumista tulevassa kunnossa. Tulevaa kuntoa simuloitiin käyttämällä lisäpainoja, joilla kuvattiin autoon asennettavaa painavampaa moottoria, taka-akselia ja turvakaaria. Lisääntynyt paino jakautui kuitenkin niin tasaisesti, että massakeskipiste ei juuri liikkunut. Tästä syystä tutkinnan selkeyttämiseksi käytetään ainoastaan alkuperäiskuntoisen auton massakeskipistettä.

4.2.1 Pituussuuntainen paikka

Pituussuuntaisen paikan selvittämiseksi auton molemmat päät punnittiin kahden samalle akselille asetetun vaa'an avulla. Vaa'attomien pyörien alla käytettiin korokkeita, joilla auto pidettiin vaakatasossa. Punnittu etuakselin paino $m_{V,f}$, sekä punnittu taka-akselin paino $m_{V,r}$, antavat kokonaispainon $m_{V,t}$ (Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 388).

$$m_{V,t} = m_{V,f} + m_{V,r} \text{ (kg)} \quad (1)$$

Massakeskipisteen etäisyys etuakselista l_f ja taka-akselista l_r saadaan punnittujen akselipainojen suhteesta kerrottuna akselivälillä l . (Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 388).

$$l_f = \frac{m_{V,r}}{m_{V,t}} l; l_r = \frac{m_{V,f}}{m_{V,t}} l = l - l_f \quad (2)$$

Mikäli massakeskipisteen sivuttaissuuntainen paikka haluttaisiin selvittää, tulisi vastaava tutkiskelu suorittaa auton oikean ja vasemman puolen suhteessa (Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 388).

4.2.2 Korkeus

Massakeskipisteen korkeus selvitettiin mittaamalla yhden akselin painonmuutosta toista kohotettaessa, eli seuraamalla painonsiirrosta seuraavia tukivoimamuutoksia. Tarkkuus riippuu saavutetusta painonmuutoksen määrästä, joten autoa on pyrittävä kohottamaan mahdollisimman paljon. (Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 388.)

Laskennassa käytetään kohotettavan akselin renkaiden korkeussuuntaista etäisyyden muutosta vaakatasosta Δh , mitattavan akselin painonmuutosta Δm , akseliväliä l ja auton kokonaispainoa $m_{V,t}$. Auto kohotetaan renkaiden kosketuspinoista, jolloin kohotuskohdasta ei tarvita korjauslukemaa. Tuloksena saadaan ajoneuvon

massakeskipisteen pystysuuntainen etäisyys maanpinnasta h_v . (Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 390.)

$$h_v = \frac{l}{m_{V,t}} \frac{\Delta m}{\Delta h} (l^2 - \Delta h^2)^{1/2} \quad (3)$$

4.3 Painonsiirto-ominaisuudet

Pyöräkohtaiset kuormat ja niiden vaihtelut ovat merkittävässä roolissa auton kaarreaajokyvyn kannalta, joten niiden taustalla olevan teorian ymmärtäminen on tärkeää ajodynamiikan kokonaiskuvan hahmottamiseksi. Pyöräkohtaisten kuormien muutosta kuvataan termillä painonsiirto. Painonsiirto on rengaskitkan ominaisuuksista johtuen ei-toivottua. Todellisessa tilanteessa pyöräkohtaiset kuormat vaihtelevat jatkuvasti ja ovat hyvin hankalasti määriteltäessä. Laskennassa tehdään tästä syystä tietty määrä oletuksia ja yksinkertaistuksia, joten laskentaa voidaan pitää lähinnä muutoksien vaikutusta havainnollistavana. Ajo-olosuhteet oletetaan staattisiksi eli tasainen kiihtyvyys, tienpinta ja kitka. Jousitetun ja jousittamattoman massa välinen liikedynamiikka jätetään huomioimatta, samoin eri osien joustot sekä massakeskipisteen ja kallistuskeskipisteen siirtyminen. (Milliken & Milliken 1995, 665–666; Smith 1978, 36.)

Ajettaessa kaarretta vakiintuneessa tilassa, on kuormitusta siirtyneenä sisemmiltä renkailta ulommille. Tämä johtuu massakeskipisteen sijainnista maanpinnan yläpuolella, yhdistettynä renkaiden sivuttaisten tukivoimien aiheuttamaan sivuttaiseen kiihtyvyyteen. Ulkokaarten lisääntyneen kuorman eli sivuttaisen painonsiirron Δm_y määrän selvittämiseksi tarvitaan auton kokonaispaino $m_{V,t}$, sivuttainen kiihtyvyys a_y , massakeskipisteen korkeus h_v sekä raideväli t . Painonsiirron määrä on kiihtyvyyden suunnassa olevien pyörien lisääntyvän kuorman määrä. (Milliken & Milliken 1995, 678–679.)

$$\Delta m_y = \frac{m_{V,t} \cdot a_y \cdot h_v}{t} \quad (5)$$

Pituussuuntainen painonsiirto Δm_x , eroaa hieman laskennaltaan. Raidevälin sijaan käytetään akseliväliä l ja sivuttaisen kiihtyvyyden sijaan luonnollisesti pituussuuntaista a_x . (Milliken & Milliken 1995, 684.)

$$\Delta m_x = \frac{m_{V,t} \cdot a_y \cdot h_V}{l} \quad (6)$$

Sivuttaisen painonsiirron etu- ja takapyörän välisen jakautumisen laskenta on huomattavasti monimutkaisempaa, sillä siinä tarvitaan korin kallistusakselin sijainti ja asento, korin molempien päiden kallistusvastukset sekä muita tietoja. Milliken ja Milliken on käsitellyt tämän laskennan kirjassaan *Race Car Vehicle Dynamics*. Tilanne muuttuu vieläkin hankalammaksi, mikäli yhdistetään sivuttaista ja pituussuuntaista kiihtyvyyttä. (Milliken & Milliken 1995, 679–680.)

Diagonaalista eli vastakkaisten kulmien välistä painonsiirtoa tapahtuu korin vääntöjäykkyydestä johtuen. Tämä vaikuttaa eniten sisään kaarteeseen käännettäessä ja sieltä ulos kiihdytettäessä. Yhdistetyssä jarrutuksessa ja kaaroksessa osa sisemmältä takapyörältä siirtyvästä painosta menee ulomalle eturenkaalle. Tämä pienentää kaarreajon tehokuutta, johtuen takapään tukivoimien pienentymisestä sekä lisääntyneen etupään painon kehittämästä aliohjaavasta momentista painopisteen ympäri. Lisäksi ulompi eturengas voi kuormittua liikaa, lisäten aliohjaavuutta. Kiihdytettäessä tilanne on päinvastainen ja painoa siirtyy takaisin sisemmälle takapyörälle, joka tässä tilanteessa sitä tarvitsee. Väärällä ajotekniikalla ajettaessa tämä voi silti johtaa aliohjaavuuteen ulomman eturenkaan tukivoiman pienentäessä. (Smith 1978, 40.)

4.3.1 Kallistuksenvakaaja

Kallistuksenvakaajaa käytetään vähentämään sivuttaista kallistusta suhteessa sivuttaiseen kiihtyvyyteen. Korin kallistumista pyritään vähentämään dynaamisen camber-kulman kontrolloimiseksi. Korin kallistelua tarvitsee rajoittaa sitä vähemmän, mitä kontrolloidumpi camber-käyrä ja camber-kulmaa sietävät renkaat autossa on. (Smith 1984, 210.)

Auton jouset vaikuttavat sisäänjouston jäykkyyden lisäksi myös korin kallistusvastukseen. Vaikutus riippuu jousien kokoonpuristumisen suhteesta korin kallistuskulmaan sekä niiden jäykkyydestä. Tämä yhdessä kallistuksenvakaajien jäykkyyden kanssa muodostaa korin kallistusvastuksen. Jousien ja kallistusvakaajan välisellä suhteella kallistusvastuksen tuottamisessa ei korin kallistumisen määrän kannalta ole merkitystä. (Smith 1984, 211.)

Ero kallistusjäykkyyden tuottamistapojen välillä tulee niiden lieveilmiöistä. Jousien jäykkyyden lisäämisen seurauksena renkaan kyky seurata tienpinnan vaihteluita heikkenee, josta voi seurata suuria hetkellisiä painonsiirtoja ja renkaan tiekoske-
tuksen irtoamista. Parhaan kallistusvastuksellisen hyödyn saamiseksi jouset tulisi sijoittaa siten, että saavutetaan maksimi lineaarinen kokoonpuristuminen korin kallistuskulmaa kohden. Kallistuksenvakaaja siirtää painoa sisemmältä ulomalle renkaalle, joten sen jäykkyyden lisääminen kasvattaa painonsiirtoa. (Smith 1978, 56; Smith 1984, 211.)

Kallistuksenvakaajan tarpeellisuus takana riippuu auton pituussuuntaisesta painopisteen paikasta. Vakaaja takana tulee sitä tarpeellisemmaksi, mitä taaempana painopiste sijaitsee. Etu- ja takavakaajan välistä suhdetta voidaan käyttää myös yli- tai aliohjaavuuden säätämiseen. Kallistuksenvakaajan asentamiseen taakse voikin olla syynä ainoastaan aliohjaavuuden poistaminen. (Smith 1984, 211.)

Tarkasteltaessa tehokkaan takavetoisen ja etumoottorisen auton tilanteessa kallistuksenvakaajan käyttöä vain etupäässä, tullaan seuraaviin johtopäätöksiin:

1. Hitaissa kaarteissa vetäville pyörille saadaan enemmän vetopitoa vähentyneestä takapään sivuttaisesta painonsiirrosta johtuen. Ajokäytös on aliohjaava, joka tasapainottaa suuresta vääntömomentista johtuvaa taipumista yliohtuavuuteen kiihdytettäessä.
2. Nopeissa kaarteissa käytös on myös aliohjaavaa, luoden stabiiliutta. Käytöstä voidaan tarvittaessa hienosäätää aurasikulmalla.

4.3.2 Tasauspyörästäön lukko

Tutkimuksen kohteena olevassa autossa tullaan käyttämään torsen-tyyppistä tasauspyörästäön lukkoa. Nimestään huolimatta se ei lukitse tasauspyörästäö, vaan ainoastaan rajoittaa vetävien pyörien välistä momenttiero.

Suuri sivuttainen painonsiirto yhdistettynä moottorilta pyörille tuotuun vääntömomenttiin aiheuttaa sisemmälle renkaalle taipumuksen luistamiseen, jota tasauspyörästäön lukko ei kykene poistamaan. Pahimmillaan tilanne on sisemmän renkaan tukivoiman kadotessa, renkaan tiekosketuksen irtoamisesta johtuen. Tällöin tasauspyörästäön lukko ei kykene ilman esijännitettyä luistorajoitinmekanismia välittämään vääntömomenttia ulommalle renkaalle ja ainoastaan sisempi rengas pyörii tyhjä. Tämä voitaisiin välttää vain täysin lukittavalla tasauspyörästäöllä, mutta tällaisen käytöllä on liikaa haittapuolia pitävällä alustalla ajettaessa. Lukkojen yhteyteen rakennetut esijännitetyt luistorajoittimet ovat usein niin lieviä, että ne kykenevät auttamaan vain hieman. (Smith 1984, 210.)

Ongelmat tasauspyörästäön lukon kanssa ilmenevät voimakkaimmin hitaissa kaarteissa, jolloin pienillä vaihteilla ajettaessa renkaille vietävissä oleva vääntömomentti on paljon renkaiden pitokyvyn sallimaa suurempi. Hitaat kaarteet ovat yleisiä varsinkin katuradoilla. (Smith 1984, 210.)

Tasauspyörästäön lukko toimii käytännössä kuin avoin tasauspyörästäö, ainoastaan vähennetyllä renkaiden välisellä pyrintänopeuserolla ja vääntömomentin jakautumisella. Vääntömomentti pyrkii aina jakautumaan pienemmän tukivoiman omaavalle renkaalle. Tämän välttämiseksi on sivuttaista painonsiirtoa pyrittävä vähentämään. Painonsiirron vähentämiseksi vetävien pyörien välillä tulee käyttää mahdollisimman löysää kallistuksenvakaajaa tai poistaa se kokonaan käytöstä. Renkaiden tiekosketuksen irtoamisen välttämiseksi on varmistuttava riittävästä ulosjoustomatkastasta. (Smith 1984, 211.)

Mikäli kallistuksenvakaajaa käytetään vetävien pyörien välillä, voidaan se varustaa jousella, jonka tuottama voima vaikuttaa renkaasta tienpinnan suuntaan. Korin sivuttaisessa kallistuksessa tuo voima painaa nousemaan pyrkivää sisäkaarten rengasta tiehen, lisäten sen tukivoimaa. (Smith 1984, 210.)

4.4 Kallistuskeskiö

Pyöräntuennan kallistuskeskiö on piste, jonka ympäri jousitettu massa kallistuu siinä päässä autoa. Kallistuskeskiö sijaitsee akselin pyöränkeskiöiden välisellä pystysuoralla tasolla ja symmetrisessä pyöräntuennassa auton pituussuuntaisen keskilinjän kohdalla. Englanninkielinen termi kallistuskeskiölle on Roll Center. Renkaiden sivuttaiset tukivoimat vaikuttavat kallistuskeskiön kautta koriin ja se toimiikin auton kaarrekäyttäytymisessä yhtenä määräävänä tekijänä. (Smith 1978, 29–30; Staniforth 2006, 42.)

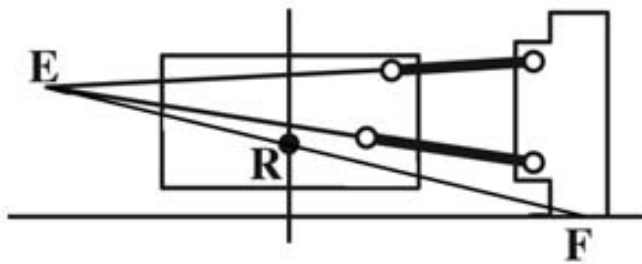
Yhden kallistuskeskiön käyttäminen pyöräntuennan arvioinnissa on lähinnä arvio korin kallistumisen keskipisteelle, mutta kuitenkin tarkkuudeltaan riittävä. Todellisuudessa kallistuskeskiöitä on useita; geometrinen, kinemaattinen sekä voima- ja momenttiperustainen. Tässä yhteydessä tyydytään geometrisen kallistuskeskiön tarkasteluun, sillä se on hyvin määriteltävissä ja täysin riittävä tuentageometrioiden analysointiin. (Dixon 2009, 157–158.)

Kallistuskeskiöiden paikat eri jouston ja korin kallistuksen arvoilla saadaan selville matemaattisesti. Graafinen ratkaisu on vastaavasti nopeaa ja havainnollista, muttei ei yllä laskennalliseen tarkkuuteen. Tietokoneohjelmistot suorittavat nämä laskennat nopeasti ja esittävät tulokset myös graafisesti. Haluttaessa matemaattiseen puoleen voi perehtyä John Dixonin (2009, 165–177) kirjassa *Suspension Geometry and Computation*.

Kallistuskeskiöiden graafinen tarkastelu tapahtuu etu- tai sivukatsantogeometrioiden avulla. Näissä kaikki tuennan pisteet on projektoitu samalle pystysuoralle tasolle, joka etukatsannossa on pyörien keskipisteiden välillä ja sivukatsannossa auton keskilinjalla. Pyöräntuennalla voi olla yhtä aikaa molemmat katsantogeometrit, joista molemmat vaikuttavat eri osa-alueisiin. Pyöräntuenta onkin kolmiulotteinen kinemaattinen mekanismi, jota kuitenkin voidaan katsantogeometrioiden avulla tarkastella kahtena kaksiulotteisena tilanteena. (Milliken & Milliken 1995, 612.)

4.4.1 Etukatsantogeometria

Etukatsantogeometrialla tarkoitetaan geometrisia ominaisuuksia, jotka ovat nähtävissä edestäpäin. Erillistuntoja tarkastellaan yleensä etukatsannosta. Kallistuskeskiön paikan määrittämiseksi päällekkäisten kolmiotukivarsien tapauksessa piirretään pallonivelen ja tukivarren sisäpään nivelpisteen kautta linjat pisteeseen, jossa nämä ylemmän alemman tukivarren linjat kohtaavat (Kuvio 7). Tätä kohtauspistettä kutsutaan hetkelliseksi nopeusnavaksi ja sen englanninkielinen termi on Instant Center (Piste E, Kuvio 7). Kallistuskeskiö sijaitsee renkaan kosketuspinnan ja hetkellisen nopeusnavan välille piirretyllä suoralla (Piste R, Kuvio 7). Tarkka paikka kallistuskeskiölle on molempien puolien suorien leikkauspisteessä, symmetrisessä tapauksessa tuo piste sijaitsee auton keskilinjalla. Auton kallistuessa kallistuskeskiö voi liikkua sivuttain. (Milliken & Milliken 1995, 613; Smith 1978, 30.)



Kuvio 7. Kallistuskeskiö symmetrisessä etukatsantogeometriassa (Dixon 2009, 159).

Hetkellisen nopeusnavan etäisyys vaikuttaa kallistuskeskiön korkeuteen sekä joustossa tapahtuvan camber- ja raidevälimuutoksen määrään. Hetkellisen nopeusnavan ja pyörän keskipisteen välistä suoraa kutsutaan heilurin varreksi ja englanninkielinen termi sille on Swing Arm. Hetkellinen nopeusnapa voi sijaita pyörän ulko- tai sisäpuolella sekä maanpinnan ylä- tai alapuolella. Lisäksi se liikkuu tukivarsien liikkeiden mukaan. (Dixon 2009, 158; Milliken & Milliken 1995, 613; Smith 1978, 30.)

Heilurinvarsi ja sen pituuden määrittäminen vaihtelee paljon lähteestä riippuen. Dixon (2009, 151) esittää heilurin varren hetkellisen nopeusnavan ja renkaan kosketuspinnan väliseksi suoraksi ja ilmoittaa tämän suoran pituuden heilurin varren

pituutena. Lisäksi Dixon ilmoittaa nopeusnavan ja pyörän pyörintätason välisen vaakasuoran etäisyyden heilurin varren säteeksi. Tässä työssä pitäydytään Milliken & Millikenin (1995, 613) kannassa lyhimpänä etäisyytenä pyörän keskipisteseen mitattavasta heilurin varresta.

Etu- ja takapyöräntuennoilla on omat kallistuskeskiöt, joiden läpi kulkeva suora on korin kallistusakseli. Tämän kallistusakselin suora etäisyys painopisteeseen on momenttivarssi. Renkaiden tukivoiman aiheuttama sivuttainen kiihtyvyys pyrkii työntämään massakeskipistettä kiihtyvyyden suuntaan. Renkaiden tukivoimat taas pyrkivät estämään kallistuskeskiön liikkeen tähän suuntaan, joten massakeskipiste alkaa kiertyä kallistuskeskiön ympäri, aiheuttaen korin sivuttaista kallistusta. (Milliken & Milliken 1995, 614; Smith 1978, 30.)

Renkaiden tukivoiman vaikutus kallistuskeskiöön on välitön ilmiö, kun taas korin sivuttainen kallistus ja tästä johtuva jousien kokoonpuristuminen ja kallistuksenvakaajien taipuminen tapahtuu tietyn ajan kuluessa. Korin kallistumisen määrä tietyllä kiihtyvyyden arvolla riippuu sen massasta, momenttivarren pituudesta sekä jousien ja kallistuksenvakaajan aiheuttamasta korin kallistusvastuksesta. Kallistuksenvakaajan vaikutusta lukuun ottamatta korin kallistumisen määrällä ei ole juuri merkitystä painonsiirron kannalta. (Smith 1978, 38.)

Momenttivarren lyhentäminen nostamalla kallistuskeskiötä vähentää korin kallistumista. Tästä seuraa kuitenkin koria nostava ilmiö. Tämän nostavan ilmiön tukipisteenä on ulkokaarten renkaan kosketuspinta, jonka ympäri massakeskipiste pyrkii kiertymään. Ilmiö on nähtävissä jousittamattoman ajoneuvon, kuten mikroauton, sisäkaarten pyörien irtoamisena tienpinnasta. Englanninkielinen termi nostavalle ilmiölle on Jacking. Nostava voima saadaan, kun ulkokaarten renkaan tukivoima kerrotaan heilurin varren ja tienpinnan välisen kulman sinillä. (Smith 1978, 38.)

Nostavan ilmiön suuruus ilmaistaan yleensä kallistuskeskiön, massakeskipisteen ja maanpinnan välisen sijainnin suhteen. Maanpinnan tasossa olevalla kallistuskeskiöllä se on 0 % ja massakeskipisteen ja maanpinnan puolivälissä 50 %. Suuren nostavan ilmiön hyvä puolena on nopeampi painonsiirto, jolloin auto vastaa suunnanmuutoksiin nopeammin ja tarkemmin. Haittapuolena on ulosjoustovaran

loppuessa renkaiden tiekosketuksen irtoaminen, jota varsinkin tasauspyörästäjän kanssa tulee välttää. Nostava ilmiö aiheuttaa myös koria kohottaessaan massakeskipisteen nousemista. Nostavaa ilmiötä halutaan yleisesti välttää ja yleisesti kallistuskeskiö halutaan hieman tienpinnan yläpuolelle. Tyypillisesti takapäin kallistuskeskiö on etupäätä ylempänä, josta seuraa luonnollista aliohjautumista ja parempi takapäin pitokyky kiihdytettäessä. (Smith 1978, 38–40.)

4.4.2 Sivukatsantogeometria

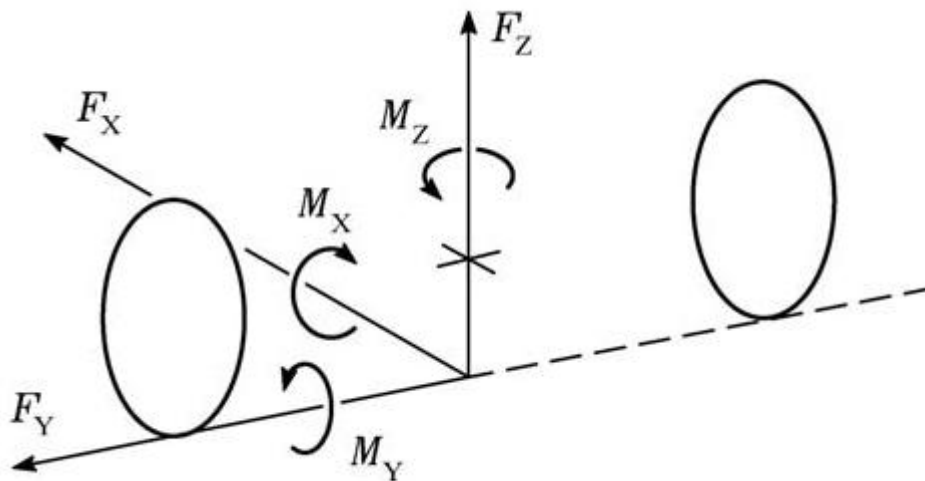
Sivukatsantogeometria kontrolloi pituussuuntaisia liikkeitä ja voimia. Sivukatsantogeometrian luovat komponentit ottavat vastaan myös kiihdytyksestä ja jarrutuksesta akseliin aiheutuvat momentit. Hetkellinen nopeusnapa voi sijaita pyörän keskipisteeseen nähden edessä tai takana sekä ylä- tai alapuolella. (Milliken & Milliken 1995, 617.)

Tavallisessa neljän tukivarren konstruktiossa sivukatsannon hetkellinen nopeusnapa määritetään piirtämällä ylä- ja alatukivarren nivelpisteiden kautta suorat, joiden kohtauspisteessä nopeusnapa sijaitsee. Myös kolmen tukivarren tapauksissa tämä sama järjestely pätee. Mikäli tukivarret ovat samansuuntaisia, on hetkellinen nopeusnapa äärettömän kaukana ja sen korkeus muuttuu joustossa paljon. Erillistuennalla määrittäminen tapahtuu ylä- ja alapallonivelten läpi, korinpuoleisten nivelpisteiden suuntaisesti piirretyillä linjoilla. (Milliken & Milliken 1995, 647–662.)

Sivukatsannosta heilurin varren pituus on hetkellisen nopeusnavan lyhyin etäisyys pyörien keskipisteiden väliseen suoraan. Heilurin varren pituus tulisi olla vähintään 1500 mm, jolloin akselin taipumus hyppiä kiihdytettäessä ja jarrutettaessa saadaan mahdollisimman pieneksi. Heilurin varren pituuden vaihtelu tulisi pitää mahdollisimman pienenä, sillä siitä voi seurata dynaamisia ongelmia. Tämä tapahtuu tekemällä heilurin varresta niin pitkä, kuin käytännöllisesti on mahdollista. (Milliken & Milliken 1995, 621.)

4.5 Jäykän taka-akselin vapausasteet

Saman akselin kahden kiinteästi yhteen kytketyn pyörän järjestelmällä on ilman tuentaa kuusi vapausastetta (Kuvio 8), liike ja kiertyminen kolmeen suuntaan. Tukivarsijärjestelyin akselille järjestetään vain kaksi vapausastetta, pyörien rinnakkainen pystysuuntainen liike suhteessa koriin sekä eri suuntiin tapahtuvan pystysuuntainen liike korin kallistuessa. Mikäli käytetään molemmista päistään nivellettyjä tukivarsia, tarvitaan niitä vähintään neljä loppujen neljän vapausasteen rajoittamiseksi. Järjestely voi olla esimerkiksi neljä pitkittäistä, vinottain asetettua tukivartta tai kolme pitkittäistä, yhdistettynä yhteen sivuttaiseen tukivarteen. Tukivarsia tarvitaan vähemmän, mikäli ne ovat akselin puoleisesta päästään kiinnitykseltään kiinteitä. Tämä on kuitenkin usein geometrian ja nivelakselin kannalta epäedullinen rakenne. (Dixon 2009, 253; Milliken & Milliken 1995, 609.)



Kuvio 8. Jäykän taka-akselin vapausasteet (Dixon 2009, 187).

Kuten erillistuennalla, kallistuskeskiö on piste, johon kohdistettuna sivuttainen voima ei tuota koria kallistavaa momenttia. Vaikka kallistuskeskiöön kohdistettu sivuttainen voima ei kallista koria, kallistaa se jousitettua massaa, mikäli sivuttainen voima tulee muualta kuin maanpinnan tasolta. Tätä akselin kallistumista ei ilmene erillistuennoilla. Erillistuennalla kallistuskeskiön pystysuuntainen etäisyys massakeskipisteestä on suoraan korin kallistuksen momenttivarsi. Jäykän akselin tapauksessa tämä ei täysin päde, vaan momenttivarsi on sivuttaisten rajoituselementtien funktio. Tämä tarkoittaa kinemaattisen kallistuskeskiön käyttöä geometri-

sen kallistuskeskiön sijaan. Kuten aiemmin todettiin, päästään geometriseen kallistuskeskiöön perustuvalla tarkastelulla riittävään tarkkuuteen. Tämä yhdessä tuennan kallistusakselin ja hetkellisen nopeusnavan kanssa mahdollistaa jäykän akselin tuennan täysimittaisen tutkimisen. (Milliken & Milliken 1995, 622–623.)

4.5.1 Pystysuuntainen liike

Pyörien rinnakkainen pystysuuntainen liikerata on täysin sivukatsannon hetkellisen nopeusnavan määräämä. Mikäli nopeusnapa sijaitsee pyörän keskipisteen takana yläpuolella tai edessä ja alapuolella, pyörä liikkuu noustessaan eteenpäin. Vastavasti sijaitessaan takana ja alapuolella tai edessä ja yläpuolella, liikkuu pyörä noustessaan taaksepäin. Heilurinvarren etäisyys vaikuttaa pyörän reitin kaarevuuteen. Tilanne on vastaava kuin raidevälin muutoksessa etukatsannossa, ainoastaan käännettynä 90°. (Milliken & Milliken 1995, 621.)

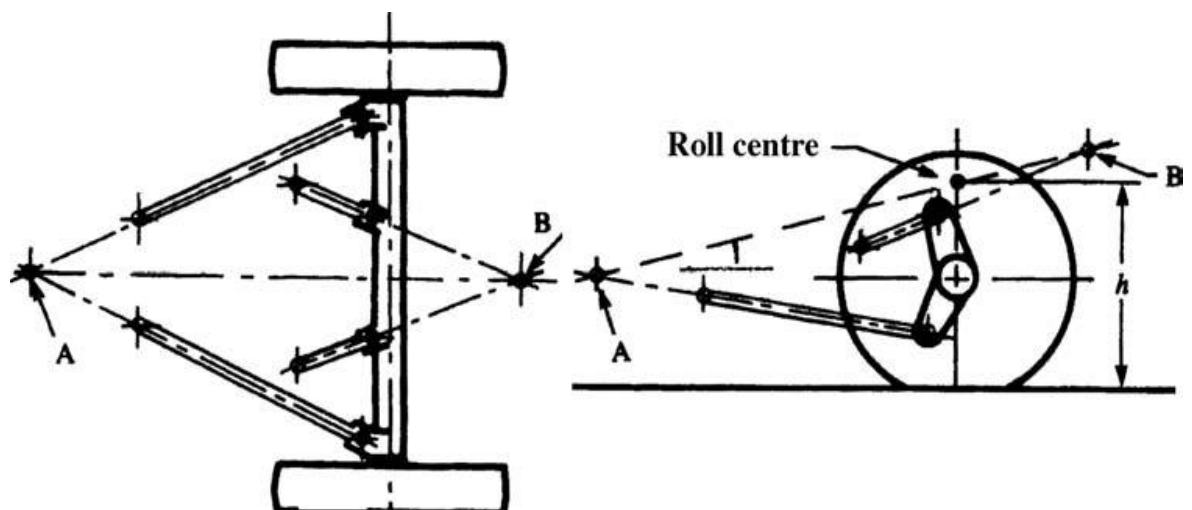
Akselin pystysuuntaisen liikkeen koriin nähden tulisi noudattaa etukatsannosta mahdollisimman pystysuoraa linjaa. Tämä toteutuu hyvin kaikilla sivuttaisen tuennan tyypeillä, Panhard-tankoa lukuun ottamatta. Panhard-tanko on kiinteän pituinen sivuttainen tuentavarsi, jonka akselin puoleinen kiinnityspiste kulkee kaarevaa reittiä. Tämän kaarevan reitin säde on Panhard-tangon pituus. Luonnollisesti akselin pystysuuntainen liikerata etukatsannosta seuraa tätä kaarevaa reittiä, aiheuttaen akselin sivusuuntaista poikkeamaa auton keskilinjalta. (Milliken & Milliken 1995, 623.)

Mahdollisimman pystysuoran liikkeen lisäksi sivuttaisen tuennan välittämien voimien pystysuuntaiset komponentit halutaan minimoida. Pystysuuntainen komponentti syntyy esimerkiksi Panhard-tangon kulmassa vaakatasoon nähden. Kulman suunnasta sivuttaiseen voimaan riippuen tämä komponentti joko nostaa tai laskee koria. Hyvin pieni pystykomponentti ilmenee myös muilla sivuttaisen tuennan tyypeillä, riippuen jousituksen silloisesta asemasta. (Milliken & Milliken 1995, 624.)

4.5.2 Tuennan kallistusakseli

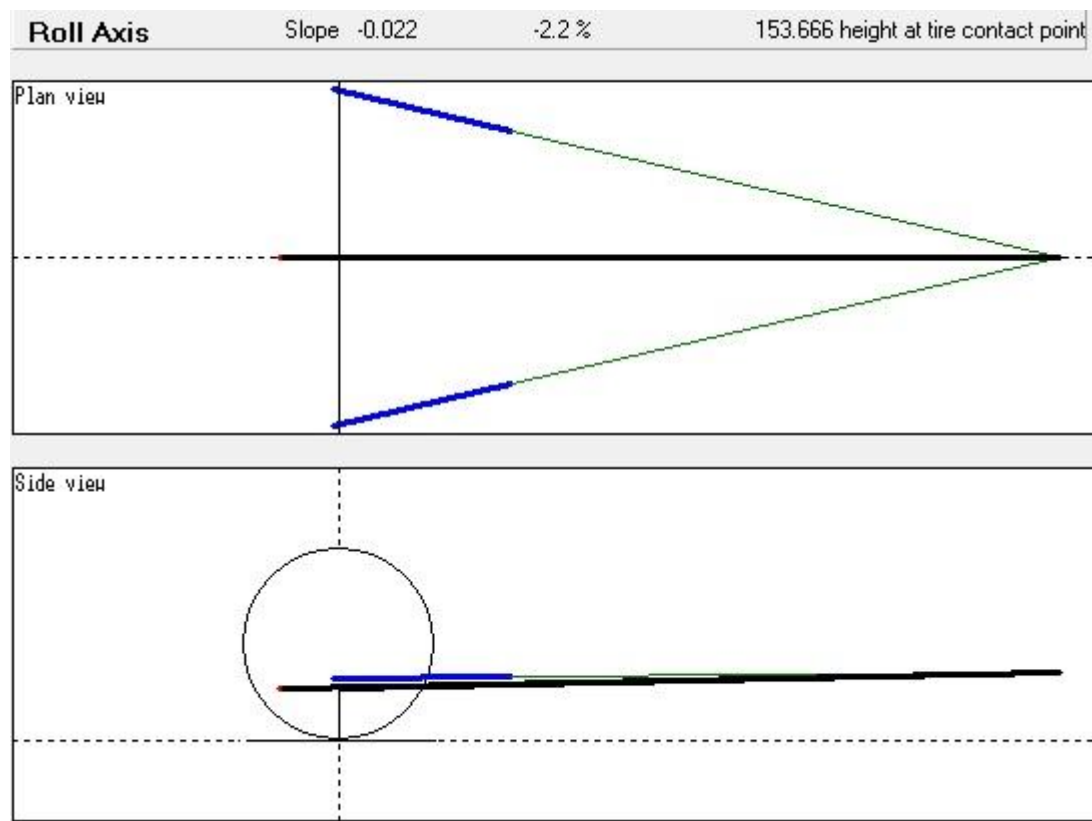
Jäykällä taka-akselilla on virtuaalinen kallistusakseli, johon nivellettynä akseli kääntyy korin kallistuessa. Tämä johtuu molempien pyörien välisestä kiinteästä yhteydestä ja se määrää taka-akselin vapausasteen kallistuksessa. Kallistusakseli on nähtävissä sivukatsannosta suorana linjana ja se on yleensä vaakasuora tai lievästi eteen- tai taaksepäin kallistettu. Tuennan kallistusakseli määrittää kallistusohjauksen määrän ja kallistuskeskiön korkeuden. Geometrinen kallistuskeskiö sijaitsee kallistusakselin ja takapyörien keskikohtien välisen pystysuoran tason leikkauspisteessä. (Milliken & Milliken 1995, 621–622.)

Kallistusakselin määrittämiseksi on löydettävä sivuttaiset rajoituspisteet. Englanninkielinen termi näille on Lateral Restraint Point. Samassa tasossa olevien tukivarsien sivuttainen rajoituspiste on nivelpisteiden kautta piirrettyjen linjojen yläkatsannosta nähtävä kohtauspiste. Ylä- ja alatukivarsien muodostamien sivuttaisten rajoituspisteiden kautta piirretty suora on tuennan kallistusakseli (Kuvio 9). Sivuttainen tuenta muodostaa oman sivuttaisen rajoituspisteen, joka esimerkiksi sijaitsee Panhard-tangon ja auton keskilinan leikkauspisteessä ja Watt-tuennalla kei-
nuvivun nivelpisteessä. Sivuttaisen tuennan tapauksessa käytetyt pisteet ovat alatukivarsien ja sivuttaisen tuennan rajoituspisteet. (Dixon 2009, 139; Milliken & Milliken 1995, 622; Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 174.)



Kuvio 9. Tuennan kallistusakseli (Dixon 2009, 138).

Tuennan kallistusakselin kulma auton pituussuuntaiseen tasoon nähden ilmoitetaan asteina. Kallistusohjauksen määrä riippuu tämän kulman suuruudessa. Eteenpäin laskeva kallistusakseli aiheuttaa kallistusali-ohjauksen taka-akselille eli se kääntyy samaan suuntaa etupyörien kanssa, jolloin kaarteiden keskipiste siirtyy kauemmaksi. Taaksepäin laskeva aiheuttaa vastaavasti kallistusyli-ohjauksen, akselin ja etupyörien kääntyessä eri suuntiin ja kaarteiden keskipisteen siirtyessä lähemmäksi. Tuennan kallistusakselin analysointi WinGeo3-ohjelmalla on esitetty alla (Kuvio 10). (Milliken & Milliken 1995, 622.)



Kuvio 10. Tuennan kallistusakselin analysointi.

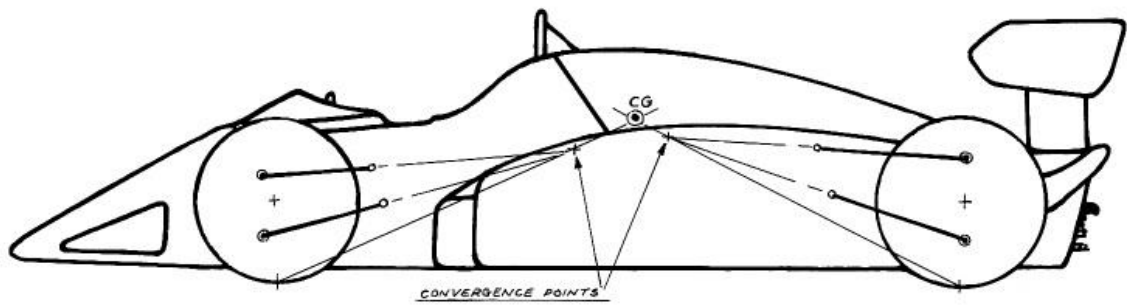
Kallistusakselin kulma aiheuttaa myös taka-akselin kääntymistä toisen pyörän osuessa tien epätasaisuuksiin, luoden kallistumista vastaavan tilanteen. Suoraan ajettaessa, ilman etupyörien kääntökulmaa, tämä taka-akselin kääntyminen aiheuttaa takarenkaille autoa kääntämään pyrkivän sortokulman. Tämä tuskin muodostuu rata-ajossa ongelmaksi, sillä kallistusakselin kulmasta aiheutuva ohjauskulma on verrattain hyvin pieni ja epätasaisuudet verrattain vähäisiä. Tosin suurilla nopeuksilla epätasaisuuteen ajettaessa tämä voi muodostua ongelmaksi.

4.6 Antigeometria

Auton pituussuuntainen dynamiikka asettaa tiettyjä vaatimuksia tuentageometrialle. Korin sivusuuntaisen kallistumisen lisäksi korilla on vastaavan kaltainen taipumus myös pituussuunnassa. Jarrutettaessa tai kiihdytettäessä syntyy massakeskipisteeseen pituussuuntainen kiihtyvyys, josta seuraa painonsiirtoa. Painonsiirron reitti riippuu geometriasta, ikään kuin sivuttaisessa tapauksessa, jolloin määräävä tekijä oli massakeskipisteen ja kallistuskeskiön välinen momenttivarsi. Pituussuuntaisessa tilanteessa määräävä tekijä on antigeometria. (Dixon 2009, 189.)

Antigeometrialla tarkoitetaan jousitetun massan liikkeiden ja painonsiirron reittien hallitsemista geometrisesti. Antigeometrialla säädetään pituussuuntaisen painon siirron välittymissuhdetta tukivarsien ja jousien välillä. 100 % antigeometrialla kaikki painonsiirto tapahtuu tukivarsien ja korin välityksellä, kun taas 0 % antigeometria välittää kaiken painonsiirron jousien ja iskunvaimentimien kautta. Jousien kautta tapahtuva painonsiirto on aina hitaampaa, joten antigeometriallinen auto vastaa voimien muutoksiin nopeammin. On tärkeä huomata, että painonsiirron kokonaismäärä on näistä riippumatta teoriassa sama. Eroa kuitenkin tulee hieman massakeskipisteen siirtyessä korin kallistuessa pituussuunnassa. Antigeometria syntyy sivukatsannon heilurin varren kulmasta vaakatasoon nähden. (Milliken & Milliken 1995, 617–618; Smith 1978, 34.)

Antigeometria järjestämiseen on kaksi tapaa. Ensimmäinen tapa käyttää jarrujen ja moottorin vääntömomentin aiheuttamia vääntöreaktioita tukivarsien kautta. Tapaa voidaan käyttää jousittamattomaan massaan sijoitettujen jarrujen tai vetävän jäykän akselin kanssa. Englanninkielinen termi tälle geometrialle on Outboard. Sivukatsannosta tarkastellaan renkaan kosketuspinnan ja hetkellisen nopeusnavan kautta piirrettyä suoraa. Suoran leikkauskohdan korkeus massakeskipisteen kohdalla olevalla pystysuoralla kertoo antigeometrian tehokkuuden (Kuvio 11). Mikäli suoran leikkauspiste sijaitsee maanpinnan ja massakeskipisteen puolivälissä, on kyseessä 50 % antigeometria. 100 % antigeometria tarkoittaa suoran kulkemista massakeskipisteen läpi ja 0 % antigeometria on maapinnassa sijaitsevalla hetkellisellä nopeusnavalla. (Milliken & Milliken 1995, 618; Smith 1978, 34.)



Kuvio 11. Momenttia hyödyntävä 100 % antigeometria (Staniforth 2006, 86).

Toinen tapa on käytössä jousitettuun massaan sijoitettujen jarrujen tai tasauspyörästä kanssa. Englanninkielinen termi on vastaavasti Inboard. Näissä tapauksissa pyöräntuenta ei reagoi vääntöreaktioihin, vaan ainoastaan pituussuuntaisiin kiihtyvyyksiin. Tällöin renkaan kosketuspinnasta piirretään heilurinvarren suuntainen suora. Tätä suoraa verrataan massakeskipisteeseen, kuten ensimmäisessä tavassa, suora vain ei tässä kulje hetkellisen nopeusnavan kautta. (Milliken & Milliken 1995, 618; Smith 1978, 34.)

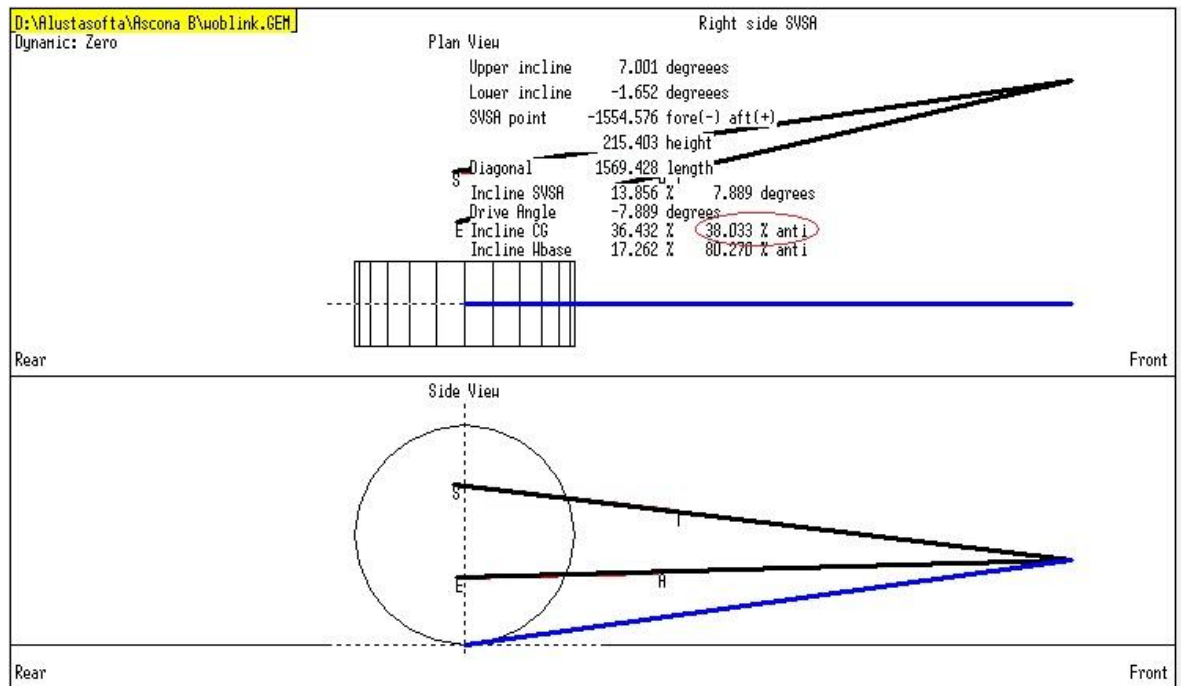
Anti-Dive. Jarrutustilanteessa tukivarsien kautta tapahtuvaa painonsiirtoa etuakselilla kuvataan termillä Anti-Dive ja se on käytännössä etupään laskemisen estämistä jarrutettaessa. Samansuuntaisilla tukivarsilla haittapuolena on pyörän liikkuminen noustessaan eteenpäin, joka epätasaisella pinnalla työntää pyörää töyssyjä kohti. Tästä seuraa jousituksen kovuutta ja joissain tapauksissa iskuja ohjaukseen sekä epävakautta jarrutuksessa. Hyvän ohjausgeometrian saavuttaminen myös hankaloituu. (Dixon 2009, 189–193; Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 255.)

Henkilöautoissa on normaalisti käytetty korkeintaan 50 % Anti-Dive -geometriaa. Suurempi antigeometria on ongelmallinen hitaissa kaarteissa, joissa isoista ohjauskulmista yhdistettynä sivuttaiseen kiihtyvyyteen aiheutuu merkittävä koria nostava ilmiö. Kilpa-autoissa toimivimmiksi ovat osoittautuneet 20–25 % Anti-Dive -geometriat. Painavissa etumoottorisissa autoissa voidaan käyttää hieman suurempaa, muttei kuitenkaan yli kolmeakymmentä prosenttia. (Dixon 2009, 193; Smith 1978, 35.)

Anti-Rise. Jarrutustilanteessa tukivarsien kautta tapahtuvaa painonsiirtoa taka-akselilla kuvataan termillä Anti-Rise. Takavetoisessa autossa harvoin keskitytään Anti-Rise -geometriaan ja sen annetaan määräytyä Anti-Squat -geometrian sivutuotteena. (Dixon 2009, 189.)

Anti-Lift. Kiihdytystilanteessa tukivarsien kautta tapahtuvaa painonsiirtoa etuakselilla kuvataan termillä Anti-Lift. Ominaisuus on käytössä vain vetävällä etuakselilla. (Dixon 2009, 189.)

Anti-Squat. Kiihdytystilanteessa tukivarsien kautta tapahtuvaa painonsiirtoa etuakselilla kuvataan termillä Anti-Squat (Kuvio 12). Käytännönläheisemmin ilmaistuna Anti-Squat tarkoittaa peräpään laskemisen estämistä kiihdytettäessä. Ominaisuus on käytössä vain vetävällä taka-akselilla ja maltillisena se onkin yleinen. Ominaisuus voi aiheuttaa pidon heikkenemistä epätasaisella alustalla ja noin 20 % Anti-Squat onkin tästä suhteessa rajana. Yleensä Anti-Squat -ominaisuutta tarvitaan camber-muutoksen kontrolloimiseksi, joten jäykän taka-akselin kanssa ei tälle juurikaan ole tarvetta. Etuakselilla ongelmaksi havaittua pyörien eteenpäin liikkumista ei takana ole, sillä geometria on takana toisinpäin. Pyörien liikkuminen taaksepäin töyssyyn osuessaan on luonnollisempi tilanne. (Dixon 2009, 189; Smith 1978, 35–36.)



Kuvio 12. Anti-Squat -analyysi.

Toimiva positiivinen antigeometria on aina korin pituussuuntaista kallistumista vähentävänä tekijänä. Geometria voidaan saada myös järjestettyä negatiiviseksi, jolloin pituussuuntainen voima kasvattaa korin liikkeitä. Tällaista järjestelyä kutsutaan progeometriaksi, kuten Pro-Dive ja Pro-Squat. Yleisesti ottaen tämä on ei-toivottu ilmiö ja sitä on syytä välttää, etenkin kilpa-autossa. Tämä siksi, että lisääntynyt korin kallistus lisää ei-toivottuja pyöräntulmien muutoksia. Hetkellisen nopeusnavan paikan muuttuessa joustossa myös antigeometria muuttuu. Esimerkiksi Anti-Dive -ominaisuus voi tämän paikanmuutoksen seurauksena kadota tai jopa muuttua Pro-Dive -ominaisuudeksi. (Milliken & Milliken 1995, 620.)

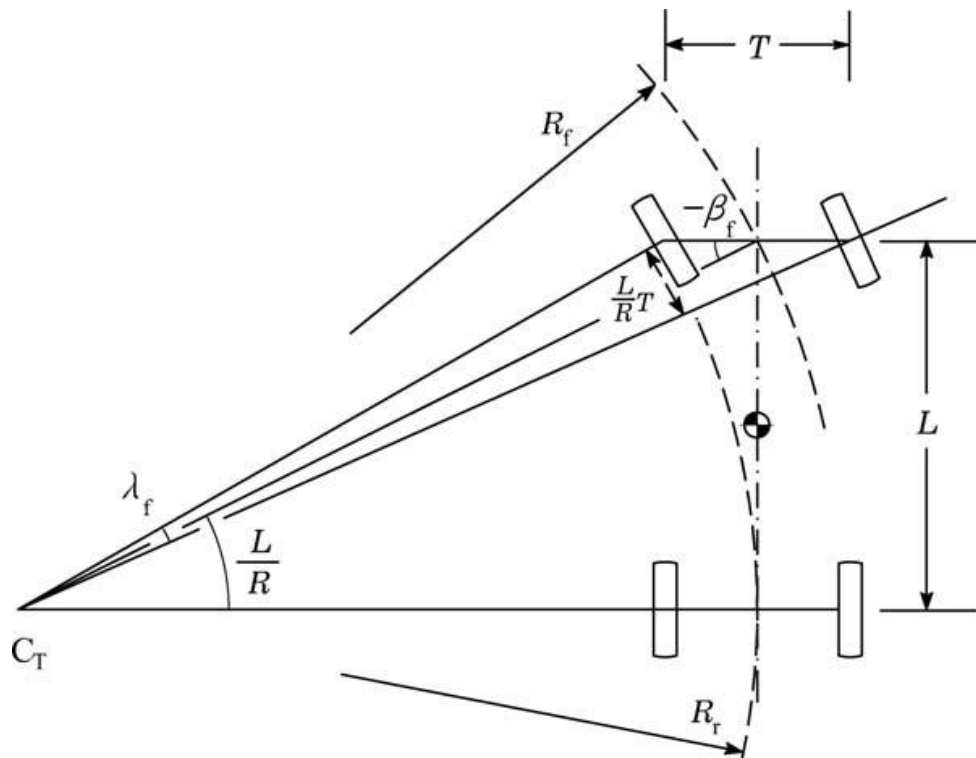
Antigeometria tarvitsee pituussuuntaisen voiman voidakseen tuottaa pystysuuntaista voimaa. Esimerkiksi takavetoisen auton etuakselilla ei ole kiihdyttävää voimaa, joten sillä ei pysty hyödyntämään Anti-Lift -ominaisuutta. Jarrutusvoima sillä kuitenkin on, joten Anti-Dive -ominaisuutta voidaan käyttää. Samaten etuvetoisen auton taka-akselilla ei voida käyttää Anti-Squat -ominaisuutta. (Milliken & Milliken 1995, 620.)

5 OHJAUSOMINAISUUDET

Ajoneuvon ohjaamista varten tarvitaan ohjausmekanismi pyörien kääntämiseksi. Yksinkertaistettuna tämä tarkoittaa pyörien kääntämistä karkeasti pystysuoran akselin ympäri. Ohjausta ilmenee myös ilman varsinaista ohjausliikettä ja se voi olla haluttua tai ei. Ohjausta voi tapahtua pystysuuntaisesta joustosta tai korin kallistuksesta johtuen. (Dixon 2009, 99, 127; Jazar 2008, 379.)

5.1 Ackermann-ehto

Etupyörillä ohjatun nelipyöräisen auton kääntösäteen keskipiste sijaitsee sortokulmatta ajettaessa takarenkaiden kanssa samalla suoralla. Jotta kaikki pyörät voivat pyöriä vapaasti ajettaessa kaarteessa, on jokaisen renkaan kulkusuuntaa vasten kohtisuorien linjojen kohdattava tässä pisteessä (Kuvio 13). Tällöin etupyörien ohjauskulmien on poikettava toisistaan. Tätä ehtoa kutsutaan Ackermann-ehdoksi. (Dixon 2009, 103.)



Kuvio 13. Ackermann-ehto (Dixon 2009, 104).

Ackermann-ehto sallii kaarteessa ajettaessa kinemaattisen ohjauksen tilanteen, jossa kumpikin ohjaava pyörä pyörii sortokulmatta ja luistotta. Tämä vähentää renkaan luistamista ja kulumista. Ackermann-ehtoa tarvitaan eniten ajoneuvon nopeuden ollessa alhainen ja renkaiden sortokulmat lähellä nollaa. Tilanne on tällöin hyvin lähellä staattista, sillä sivuttaista voimaa ja sitä vastaava sivuttaista kiihtyvyyttä ei juuri esiinny. (Dixon 2009, 103; Jazar 2008, 379–381.)

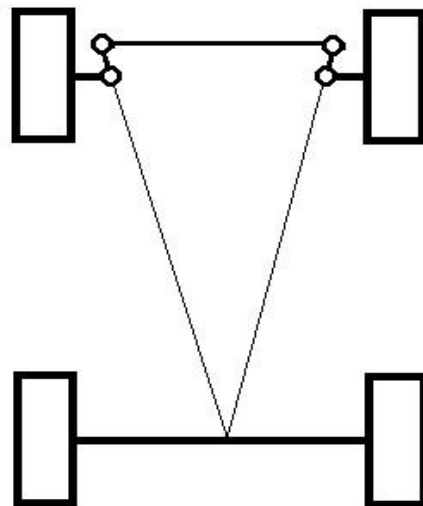
Suurilla kaarrenopeuksilla sivuttaisista kiihtyvyyksistä johtuvat suuret sortokulmat muuttavat tilanteen toisen kaltaiseksi, dynaamiseen suuntaan. Sisempien renkaiden sortokulmat ovat huomattavasti ulompia pienempiä, sillä niihin kohdistuva kuorma on painonsiirrosta johtuen pienempi. Rengas tarvitsee kuorman suuretessa vähemmän sortokulmaa saman sivuttaisen tukivoiman saavuttamiseksi. Näissä olosuhteissa Ackermann-ehtoa noudattavan ajoneuvon sisemmän ohjaavan renkaan sortokulma on tarvittua suurempi. Tarpeettoman suurella sortokulmalla kulkevan renkaan lämpötila nousee sekä hidastaa autoa sortokulman tuottamasta vastuksesta johtuen. (Jazar 2008, 392; Milliken & Milliken 1995, 715.)

Tästä dynamiikasta johtuen suurella kaarrenopeudella ajettaessa sisemmän renkaan ohjauskulman on oltava kinemaattista ohjauskulmaa pienempi. Sisemmän renkaan ohjauskulman pienentäminen pienentää ulomman ja sisemmän pyörän välistä ohjauskulmaeroa. Tästä syystä kilpa-autoissa käytetään usein Ackermann-ehtoa noudattavan ohjauksen sijaan rinnakkaista ohjauskulmaa tai jopa käänteistä Ackermann-ehtoa. Ackermann säädetään joko siirtämällä raidetankoa pituussuunnassa tai muuttamalla raidetangon päiden paikkaa olkavarsissa. (Dixon 2009, 107; Jazar 2008, 394; Milliken & Milliken 1995, 715.)

Tarvittua Ackermannin määrää on hankala arvioida, sillä se on riippuvainen kaarrenopeuksista ja sortokulmista, joilla kuljettaja ajaa. Ackermann-ehdon käyttö on myös kompromissi, joka on ihanteellisimmillaan vain tietyissä olosuhteissa. Millikenin ja Millikenin mielestä (1995, 716) useimmissa tapauksissa parhaiten toimiva kompromissi on rinnakkaisten ohjauskulmien käyttäminen. Osittaista Ackermann-ehdon käyttöä kuvataan prosenttilukuna täydellisestä kinemaattisesta ohjauksesta, esimerkiksi rinnakkaisilla ohjauskulmilla 0 % ja täydellisellä Ackermann-ehdon noudattamisella 100 %.

Ackermann-ehtoa voidaan Carroll Smithin (1984, 209) mukaan käyttää suurilla kaarrenopeuksilla lisäämään suuremman sortokulman kautta sisemmän renkaan tukivoimaa. Tämä toimii, mikäli renkaiden tehokasta sortokulma-aluetta ei muuten päästä täysin hyödyntämään. Mikäli sisemmän renkaan sortokulma päästetään liian suureksi, laskee kitkakerroin ja siten myös tukivoima.

Klassisesti Ackermann-ehto järjestyy, kun etupyörien ohjausakseliä sekä olkavarren ja ohjainvarren nivelpisteiden läpi piirretyt suorat kohtaavat taka-akselin keskipisteessä (Kuvio 14). Tämä pätee vain raidetangon sijaitessa ylhäältä katsottuna olkavarren nivelpisteiden välisellä linjalla. Olkavarren ja ohjainvarren nivelpiste tunnetaan kansankielessä raidetangonpäänä. Tällainen järjestely takaa melko tarkan Ackermann-ehdon noudattamisen, vaikkakin tiettyä hajontaa syntyy. Täydelliseen noudattamiseen vaadittaisiin ohjauskulman mukaan muuttuva ohjausvälitys. (Smith 1978, 60.)



Kuvio 14. Olkavarsien linjaus.

Mikäli piirretyjä suoria ei saada rakenteesta johtuen kohtaamaan taka-akselilla, voidaan Ackermann-ehto toteuttaa siirtämällä raidetankoa auton pituussuunnassa. Tällöin ohjainvarren ja olkavarren välinen kulma muuttuu, aiheuttaen muutoksen Ackermann geometriaan. Rinnakkaisohjaus toteutuu kulman ollessa 90° ja 100 % Ackermann-ehto saavutetaan kulmaa tästä pienentämällä. (Dixon 2009, 107.)

5.2 Itseohjausominaisuudet

Itseohjausominaisuudella tarkoitetaan ilman kuljettajan ohjausliikettä tapahtuvaa renkaan ohjaavaa käyttäytymistä eli passiivista ohjausta. Itseohjauksen tyypejä ovat sisäänjousto-ohjaus, kallistusohjaus ja pyörätuennan rakenteiden joustosta johtuva ohjaus. Ominaisuudet voivat olla epätoivottuja tai haluttuja. Nämä vaikuttavat kaarrekiteen kehittymisnopeuteen eli sivuttaisen tukivoiman kehittymisvaiheeseen. (Dixon 2009, 127.)

Itseohjauksella ei ole vaikutusta silloin, kun kaarretta ajetaan vakiintuneessa tilassa kaiken painonsiirron tapahduttua ja renkaiden sortokulmien vakiinnuttua. Kilpa-auto kuitenkin hyvin harvoin saavuttaa tällaisen olotilan, vaan on jatkuvassa muutostilassa. Tyypillisesti kaarteissa auto on jatkuvasti jarruttamassa, kiihdyttämässä ja osumassa erilaisiin tienpinnan epätasaisuuksiin. Muutokset ovat tärkeässä roolissa kaarreaion tehokkuuden kannalta ja pieni muutosvaste saa auton reagoimaan nopeasti muutoksiin. Tällöin sortokulmat ja tukivoimat pääsevät kehittymään nopeasti, tehden autosta helpomman ja tarkemman ajaa. (Smith 1978, 63.)

Sisäänjousto-ohjaus. Sisäänjousto-ohjauksella tarkoitetaan yhden pyörän itsestään ohjaavaa liikettä jousituksen pystysuuntaisessa liikkeessä ja se on seurauksena tukivarsien toisistaan eriävistä liikeradoista. Englanninkielinen termi sisäänjousto-ohjaukselle on Bump Steer. Tavanomaisin ilmenemismuoto on ohjaavalla etuakselilla ohjausvarren ja tukivarsien geometriasta johtuva. Sisäänjousto-ohjauksen minimoimiseksi tulisi ohjausvarsi suunnata osoittamaan hetkelliseen nopeusnapaan staattisessa ajokorkeudessa. Erillistuetulla taka-akselilla sisäänjousto-ohjaus johtuu tukivarsien linjauksesta ja jäykällä taka-akselilla tätä ei luonnollisesti esiinny. (Dixon 2009, 127.)

Kallistusohjaukselliset ominaisuudet. Kallistusohjauksella tarkoitetaan saman akselin pyörien itsestään ohjaavaa liikettä vasteena sivuttaiselle kiihtyvyydelle ja se on seurauksena camber-muutoksen aiheuttamasta sortokulmasta, aurasuutuksesta, tuennan kallistusakselin kulmasta tai jousitetun massan massahitaudesta. Englanninkielinen termi kallistusohjaukselle on Roll Steer. Keinoja kallistusohjauksen vähentämiseen ovat auton massan, kallistuskeskiön korkeuden ja korin

massahitauden pienentäminen sekä pyöräntuennan osien joustamisen ja sisäänjousto-ohjauksen eliminointi. (Smith 1978, 63.)

Kallistusohjausominaisuudet määräävät passiivisen nelipyöräohjauksen määrän. Luonnollisesti kallistusohjauksen lisääminen painoa ja massahitautta kasvattamalla on epäedullista. Kallistusohjauksen säätökeino on tuennan kallistumisakselin sivukatsannon kallistuskulmaan vaikuttaminen. Dixon (2009, 99) sanoo kokonaan takapyörillä järjestetyn ohjauksen olevan epävakaata ja vaarallinen suurissa nopeuksissa, mutta hitaissa kaarteissa ohjattavuutta parantava tekijä. Tätä samaa periaatetta voidaan pienemmässä mittakaavassa soveltaa myös takapyörien passiiviseen ohjausliikkeeseen.

Mikäli etummainen rajoituspiste on alempana ja kori kallistuu oikealle, liikkuu oikea pyörä sisäänjoustossa eteenpäin, kääntäen akselia kaarteeseen suuntaan vasemmalle. Tämä kasvattaa takarenkaiden sortokulmaa, aiheuttaen aliohjausefektin. Etummaisen rajoituspisteen sijainti ylempänä tuottaa päinvastaisen ilmiön, aiheuttaen yliohtausefektin. Tuennan kallistusakselin kulmalla voidaan säätää ajokäyttäytymistä, mutta sen vaikutus on kuitenkin pieni, kallistuskeskiön paikan ollessa määräävämpi tekijä. (Dixon 2009, 139–140.)

Staattisessa ajokorkeudessa näennäinen kallistusohjaus voi muuttua paljon kallistusakselin kulman muuttuessa joustossa. Mikäli sisäänjoustossa etummainen rajoituspiste liikkuu alas ja takimmainen ylös, on tällä suuri vaikutus kallistusohjauksen määrään. Vastaavasti sivuttaisten rajoituspisteiden liikkuminen samansuuntaisesti pitää kallistusohjauksen lähes muuttumattomana. Kallistuskulman muutoksen minimointi tapahtuu mahdollisimman pienen sivuttaisten rajoituspisteiden liikkeen omaavalla tukivarsien linjauksella. (Dixon 2009, 139.)

6 GEOMETRIAN SUUNNITTELU

Verrattaessa saman jousitustyyppin erilaisia tukivarsien perusasetteluja, havaitaan kaikilla toteutuksilla tiettyjä perustotuuksia:

1. Vaikka camber-muutos pystyttäisiin kontrolloimaan hyvin pystysuorassa liikkeessä tai korin kallisteluissa, on näiden yhdistelmissä mahdotonta saavuttaa hyvää camber-kontrollia. Kyseessä on ”joko-tai” -tilanne.
 2. Korin tai pyörän liikkeestä syntyviä pyörän kulmamuuoksia tai lineaarisia siirtymiä voidaan vähentää tekemällä tukivarsista pidempiä.
 3. Pystyliikkeessä kallistuskeskiö liikkuu useimmiten massakeskipisteen mukana pyrkien pitämään kallistusmomentin muuttumattomana.
 4. Heilurin varren pituuden lisääminen vähentää camber-muutosta pystysuorassa liikkeessä ja kallistuskeskiön pystysuuntaista liikettä suhteessa massakeskipisteeseen. Vastaavasti se lisää kallistuskeskiön sivuttaista liikettä.
 5. Heilurin varren pituus ei pysy pitkänä pyörän suorassa sisäänjoustossa eikä korin kallistuessa kuormittuvalla pyörällä. Yhtä pitkällä ja samansuuntaisilla tukivarsilla tämä kuitenkin voidaan välttää.
 6. Ylätukivarren kulman muuttaminen sisäpäästään alemmaksi suhteessa alatuovarten tai sen pituuden lyhentäminen lisää negatiivista camberia suorassa sisäänjoustossa, vähentää positiivista camberia korin kallistuessa kuormittuvalla pyörältä sekä kaventaa hallittavissa olevaa camber-aluetta.
- (Smith 1978, 54.)

Alustageometrian osalta ei voida saavuttaa täydellisyyttä joka osa-alueella, vaan on tyydyttävä kompromissiin, hyvän kallistuskeskiön hallinnan ollessa kaikkein halutuin ominaisuus. Eri kilpa-autoja tutkittaessa nähdään saman kilpaluokan autoissa useita erilaisia geometrioita, johtuen tekijöiden erilaisista näkemyksistä pyörän asentojen ja kallistuskeskiöiden paikan muutoksien tärkeydestä. Näistä erilaisuuksista huolimatta useimmat kilpa-autot toimivat hyvin. Tähän voidaan pitää syinä seuraavia seikkoja:

1. Nykyaikaiset kilparenkaat sietävät tietyissä rajoissa hyvin camber-muutoksia.
2. Painonsiirtokäyttäytyminen on paljon camber-muutoksia tärkeämpää renkaan pidolle ja auton balanssille.
3. Erilaisten suunnittelutapojen erot tapaavat tasoittua kierrosajoissa. Geometria, joka rajoittaa parasta kaarrepitoa, voi välittää tehoa hyvin tiehen. Mikä voitetaan suoranopeuksissa, hävitään kaarreajo-ominaisuuksissa ja näin edelleen.

(Smith 1978, 54.)

Geometristen kompromissien tekoon on olemassa muutamia suuntaviivoja:

1. Camber-käyrän tulisi pitää korin kallistuksessa kuormitettavan etupyörän takapyörää tarkemmin pystymässä. Painonsiirto saa autoa jarrutuksessa kaarteeseen käännettäessä ulkokaarten etujousen puristumaan voimakkaasti sisään. Tällöin halutaan kuormitetun eturenkaan suurin mahdollinen kosketusala, estämään etupään luistaminen alta, toisin sanoen aliohjaus. Lisäksi suurin osa poikittaisesta painonsiirrosta tapahtuu edessä, joten takapää kallistuu vähemmän.
2. Etupään kallistuskeskiö on yleensä takapään vastaavaa alempana. Jos se on liian paljon alempana, on auto tällöin huono kääntymään kaarteisiin sisään ja poistuu niistä yksi pyörä ilmassa ulosjoustovarojen ollessa riittämättömät. Tärkeintä tässä olisi pitää etu- ja takapään kallistuskeskiöiden liikesuunnat ja siirtymät suunnilleen toisiaan vastaavina jousituksen liikevariaatioissa kaarten eri vaiheissa.
3. Camberia voidaan kontrolloida tietyllä korin kallistuksen määrällä ja hieman laajemmalla pystyliikkeen määrällä. Kallistuksen tai pystyliikkeen kehittyessä tiettyyn pisteeseen, geometria menee huonoksi ja pyörien liikeradat alkavat muuttumaan nopeasti. Mitä pidemmiksi tukivarret pystytään tekemään, sitä enemmän pyörän liikettä saadaan ennen tätä pistettä ja vastaavasti enemmän korin liikettä sallitaan samaan pyörän siirtymään nähden.

(Smith 1978, 54.)

Tuentageometrian ja camber-käyttäytymisen suunnittelun suhteen Carroll Smith (1978, 56) sanoo uskovansa hyvien kierrosaikojen saavuttamisen kannalta alustan balanssin ja ajettavuuden parasta mahdollista kaarreaajopitoa tärkeämmiksi.

Alustan balanssin ja ajettavuuden saavuttaminen vaatii nopeiden muutoksien välttämistä. Tämä tarkoittaa suunnittelultaan sellaista geometriaa, joka minimoi nopeat camber-muutokset ja jonka etu- ja takapään kallistuskeskiöiden liikkeet ovat toisiaan vastaavat, aina jarrutukseen tulosta suoralle kiihdytykseen. Myös nopeat raidevälimuutokset ovat pahasta, sillä rengaskitkaa menetetään aina renkaan liukuessa sivuttain. (Smith 1978, 56.)

Geometriset mahdollisuudet ovat aina rajallisia, jonka vuoksi on tarpeellista pyrkiä vähentämään sivuttaisesta ja pitkittäisestä kiihtyvyydestä aiheutuvia korin liikkeitä. Ainakin rataolosuhteissa korin kallistelua voidaan rajoittaa voimakkaasti, aiheuttaen vain lieviä haittavaikutuksia. Päinvastoin pyörän pystysuuntaisen liikkeen rajoittaminen heikentää renkaan kykyä seurata tienpinnan vaihteluja, joka epätasaisella pinnalla ajettaessa johtaa ongelmiin ja kilpaolosuhteissa kierrosaikojen huonontumiseen. (Smith 1978, 56.)

Korin kallistelun, tai sen haittavaikutusten vähentämiseen on auton painon ja massakeskipisteen madaltamisen lisäksi olemassa muutamia erilaisia tapoja:

1. Geometria, joka sijoittaa kallistuskeskiön korkealle. Tällöin painopisteen ja kallistuskeskiön välinen momenttivarsi on lyhyt, johtaen pieniin kallistuskäyriin. Tämä ei kuitenkaan ole toivottua, sillä se johtaa huonoon camber-käyrään ja aiheuttaa suuren korin nostavan voiman.
2. Käytetään auton molemmissa päissä kallistuksenvakaajia, joiden jäykkyysominaisuudet riittävät rajoittamaan korin kallistelun haluttuun.
3. Käytetään jouset hyväksi korin kallistelun rajoittamisessa. Voidaan käyttää jäykempiä, josta kuitenkin aiheutuu haittavaikutuksia esim. pystyjoustonominaisuuksiin. Parempi vaihtoehto on optimoida niiden sijoitus siten, että saadaan suurin mahdollinen lineaarinen pituuden muutos suhteessa korin kallistukseen.
4. Pidempien tukivarsien käytöllä voidaan vähentää camber-muutosta suhteessa korin kallistuksen määrään. (Smith 1978, 56.)

6.1 Akseli- ja raideväli

Erilaisilla akseli- ja raideväleillä varustetut autot eroavat käyttäytymiseltään toisistaan. Verrattain pitkästä akselivälistä seuraa parempi suuntavakaumus sekä pienempi pitkittäinen painonsiirto ja nyökkäysmomentit. Autolla on tällöin myös suurempi inertia kääntymiselle, joka tasaa käyttäytymistä kaarteissa suunnan muutosten ollessa rauhallisempia. Lyhyt akseliväli vastaavasti lisää auton ohjattavuutta. Leveään raidevälin etuna on vähentynyt sivuttainen painon siirto sekä lisääntynyt tila pidemmille tukivarsille. Kapealla raidevälillä taas on lähinnä aerodynaamista etua pienemmästä etupään otsapinta-alasta johtuen. (Smith 1978, 56.)

Koska normaalissa itsekantavalla korilla varustetussa autossa on hyvin harvinaista ja hankalasti toteutettavissa lähteä muuttamaan akseliväliä, on tässä yhteydessä tyydyttävä pohtimaan mahdollisuuksia raidevälin muutoksiin. Mahdollisuuksina on etutukivarsien tai takavetoakselien valmistaminen eripituisina. Myös etunavat voidaan valmistaa eri mitoituksella tai voidaan käyttää erilaisella keskilinjapoikkeamalla olevia vanteita, näissä tapauksissa kuitenkin mahdollisuus tukivarsien pidentämiseen jäisi käyttämättä. (Smith 1978, 56.)

Toisistaan poikkeavien etu- ja takaraidevälien käytöllä voidaan saavuttaa myös tiettyjä etuja. Takapäätä leveämmällä eturaidevälillä saadaan etu kaarteeseen sisään tullessa ja sieltä ulos kiihdytettäessä. Tämä johtuu poikittaisen painonsiirron vähentymisestä näissä tilanteissa, jolloin jarrutuksessa kääntäessä seuraa vähemmän etupään nyökkäystä ulkokaarteeseen päin ja ulos kiihdytettäessä parempi pito sisäkaarten puoleiselle takapyörälle. (Smith 1978, 56.)

6.2 Geometrian muuttaminen

Nykyaikainen auto, vaikkakin tavalliseen tieliikenneympäristöön tarkoitettu, toimii tehdaskuntoisena nopeassakin ajossa melko hyvin ja geometrian muutostarpeet ovat vähäisempiä. Mitä vanhemmasta autosta puhutaan, sitä suurempia geometrisia muutoksia yleensä vaaditaan kilpa-ajoon soveltuvuuden parantamiseksi. Uusiinkin autoihin muutoksia joudutaan tekemään ja valmiiksi tehokkaalla moottorilla

ja jäykällä korilla varustetun auton suurin kilpailuetu voikin tulla muutetusta geometriasta. (Staniforth 2006, 13.)

Kun päädytään muuttamaan olemassa oleva geometriaa, joudutaan miettimään paras tapa halutun lopputuloksen saavuttamiseksi. On pidettävä mielessä muutosten rahalliset ja ajalliset kulut, rakenteiden asettamat rajoitteet ja mahdollisuus rakenteen palauttamiseksi entiselleen. Muutosten käytännön vaikutusten testattavuus ja vertailun mahdollisuus aikaisempaan on myös mietittävä. (Smith 1978, 58.)

Tukivarsien pituuden muuttaminen vaatii käyttökelpoisten tukivarsien löytämistä tai valmistamista. Pidempiä tukivarsia valmistettaessa on niistä ja kiinnikkeistä myös tehtävä lyhyempiä lujempia, sillä pyöriltä tulevat voimat vaikuttavat pidemmillä momenttivarsilla. (Smith 1978, 58.)

Nivelpisteiden paikkoja voidaan muuttaa siirtämällä palloniveliä aluslevyillä sekä muokkaamalla tai korvaamalla tukivarsien kiinnityspisteitä. Muutosten jälkeen on pyöränkulmat säädettävä uudestaan ja mahdollisesti muutettava raidetangon paikkaa jousto-ohjauksen säätöä varten. Saavutetun parannuksen jälkeen on mietittävä mistä parannus lopulta johtui ja tehtävä tarvittavat muistiinpanot. Mikäli muutosten vaikutukset eivät ole haluttuja, tulee ensin sulkea häiriötekijät pois tarkistamalla pyöränkulmien säädöt ja jousto-ohjaus. Muutoksista ja hyvistä ideoista useimmat eivät toimi, tällöin on vain mietittävä uusia vaihtoehtoja. (Smith 1978, 58.)

Haluttuihin alustan ominaisuuksiin on vaikutusta ajoneuvon tyypillä ja käyttöolosuhteilla. Nämä seikat tulee ottaa huomioon suunnittelun pääpainoa mietittäessä. Pääpainoon vaikuttavat lähinnä seuraavat seikat:

1. Tehopainosuhte.
2. Käytössä oleva aerodynaaminen alas painava voima ja ajonopeudet.
3. Renkaan leveys ja ominaisuudet.
4. Ajoradan ominaisuudet. Pinnan tasaisuus, kaarrenopeedet ja jarrutuksen määrä.

(Smith 1978, 56.)

Esimerkiksi suhteellisen kevyellä ja pienitehoisella autolla ei kaarteiden ulostulossa vaadita kovin suurta pitoa ja tasaista käyttäytymistä, sillä matalan tehon vuoksi auto ei kiihdy voimakkaasti. Tällaisessa tapauksessa autolta vaaditaan hyvää jarrutus- ja kaarrekäyttäytymistä, sillä pienitehoisella autolla hyviä paikkoja kierrosajan parantamiseen tai ohituksiin ovat jarrutukset. Kaarrepitoa tarvitaan, jotta vauhdilla kerättyä vauhtia tarvitsisi vähentää mahdollisimman vähän. (Smith 1978, 56.)

Tämä saavutetaan pitämällä etupyörät mahdollisimman pystyssä sisäänjoustossa ja välttämällä takapyörien positiivista camberia ulosjoustossa. Tämä saavutetaan edessä käyttämällä mahdollisimman pitkiä tukivarsia hieman kulmassa auton keskilinjaa kohti. Takapään sisäänjoustosta kiihdytyksessä ei tarvitse niinkään huolehtia, sillä tehoa ei ole tämän aiheuttamiseksi. Tärkeämpää on pitää kaarteissa ulkokaarteiden takapyörä pystyssä. Mikäli autossa ei ole tasauspyörästä lukkoa, on sisäkaarteiden takapyörä pidettävä pitkän ulosjoustomatkan turvin tiessä ja sen camber-käyttäytyminen tulee myös tärkeämmäksi. Lukottomassa tapauksessa tulee takapään sivuttainen painonsiirto pitää myös mahdollisimman vähäisenä. (Smith 1978, 56.)

Tarkasteltaessa suuritehoista takamoottorista, leveillä renkailla varustettua autoa, huomataan tilanteen olevan melko erilainen. Leveät renkaat ovat herkäät camber-vaihteluille ja kiihdytyksissä auton suuri moottoriteho kehittää paljon takapään sisäänjoustoa. Tässä tapauksessa halutaan käyttäytymisen painopiste kaarteesta uloskiihdytysvaiheeseen. Tällöin sallitaan mahdollisimman vähän korin taaksepäin kallistumisesta johtuvia takapään camber-muutoksia. Tämän saavuttamiseksi joudutaan luopumaan ihanteellisesta takapään camber-käytöksestä korin kallistuessa kaarteissa. Tämä johtaa takapään kaarrepidon heikkenemiseen, johtuen siitä että pyörät eivät ole aivan pystyssä tien pintaan nähden. Kompromissi kuitenkin kannattaa lisääntyneen kiihdytystehon ansiosta. Tässä tilanteessa jäykkä-akseli on hyvä valinta muuttumattoman camber-kulmansa vuoksi. Etupäältä halutaan lähinnä pientä camber-vaihtelua, joka tarkoittaa tässäkin kohtaa mahdollisimman pitkiä tukivarsia. (Smith 1978, 58.)

Etumoottorisessa normaalikorisessa autossa, kuten Ascona, on tyypillisesti korkea painopiste ja etupainoinen painojakauma. Tämä aiheuttaa suuren poikittaisen painonsiirron ja kuormittaa täten ulkokaarteiden etupyörää. Tämän vuoksi ulkokaarteiden

puoleinen etupyörä halutaan pitää mahdollisimman pystyssä kaarteissa, vaikka seurauksena on suuret camber-muutokset sisäänjoustossa. Tätä haittavaikutusta voidaan vähentää korin jarrutusnyökkäystä ehkäisevällä geometrialla. (Smith 1978, 58.)

Täydellisen camber-käyttäytymisen saavuttaminen, joka on sitä paitsi mahdotonta, on lopulta ajoneuvon käyttäytymisen kannalta toissijaista verrattuna kallistuskeskiöiden käyttäytymiseen. Kallistuskeskiöiden liikkeiden on oltava keskenään samansuuntaisia ja etäisyysmuutokset massakeskipisteisiin suhteessa. Jousituksen pisteiden muutoksien seurauksina havaitut parannukset johtuvat camber-käyrän muuttumisen sijaan useimmiten siitä, että kallistuskeskiöiden paikat ovat muuttuneet. Esimerkiksi tyypillisesti matalalla etupään ja korkealla takapään kallistuskeskiöllä olevaan jäykällä taka-akselilla varustettuun autoon voi olla käyttäytymisen kannalta hyödyllistä nostaa etupään kallistuskeskiötä. Vaikka tällä aiheutetaan huonompi etupään camber-käyttäytyminen, on kallistuskeskiöiden yhdenmukaistamisesta johtuen lopputulos parempi. (Smith 1978, 58.)

6.3 Geometrian mallinnus

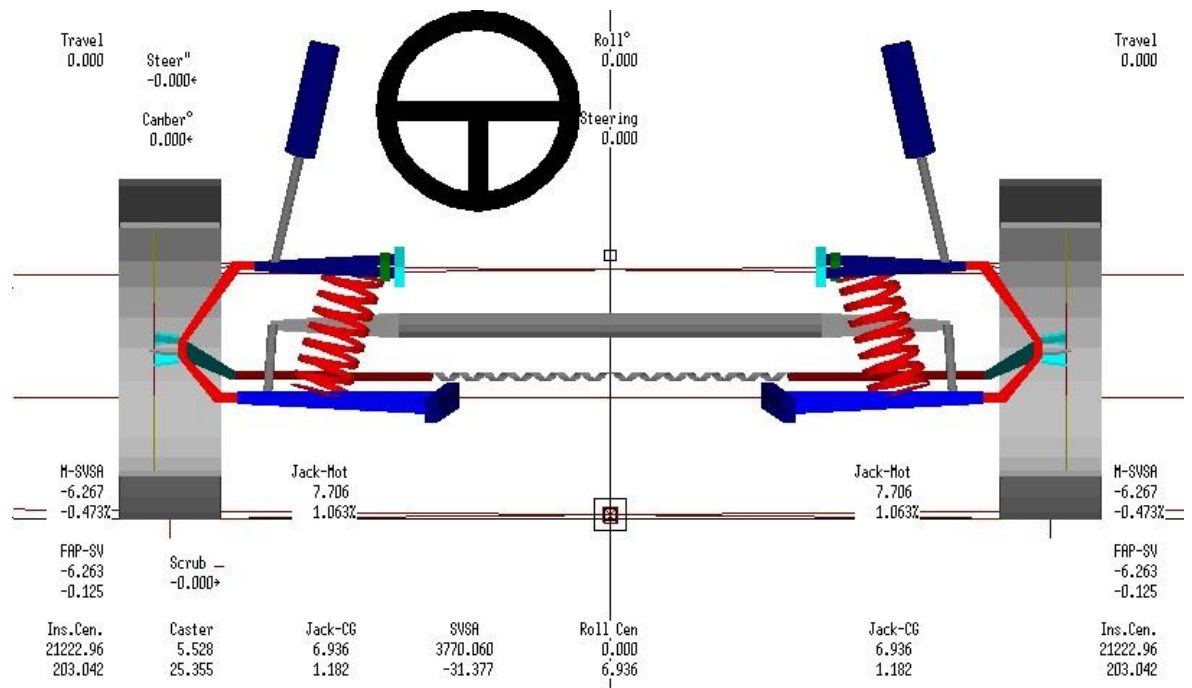
Tuentageometrian tarkastelu ja suunnittelu on aiemmin ollut lähinnä graafista tarkastelua paperilla tai mittakaavassa tapahtuvaa geometrian ja sen muutosten havainnollistamista lankamalleilla. 80-luvulla yksityishenkilöiden saataville alkoi tulla tietokoneohjelmia tuentageometrioiden mallinnuskäyttöön. Mittakaavassa olevat fyysiset mallit kuitenkin säilyivät yleisesti käytössä niiden havainnollisuuden vuoksi. Tietokoneohjelmien etuna oli lähinnä laskennan tarkkuus ja lisäominaisuuksiin kuuluvat analyysityökalut (Kuvio 26). Nykyään ohjelmat ovat visuaaliselta puoleltaan riittävän kehittyneitä kilpaillakseen havainnollisuudessa fyysisille malleille (Kuvio 29). Rakenteisiin tehtävien muutosten ja eri geometrioiden välinen vertailu on myös nopeaa. (Smith 1984, 214.)

6.3.1 Ohjelmisto

Geometrian mallinnuksessa ja analysoinnissa käytetty ohjelmisto on nimeltään WinGeo3. Ohjelmiston historia alkaa vuodesta 1983, jolloin alkuperäisen laskennallisen version ohjelmointi aloitettiin. 1985 ohjelma tuli markkinoille nimellä GEOMETRY ja -87 se korvattiin FREEBODY-ohjelmalla, joka oli laajemmin kinematiikkaan keskittynyt, useita pyöräntuentatyyppejä hallitseva ohjelma. Vuosien 1986 ja -93 välillä ohjelmaan tehtiin jatkuvaa kehitystä laskennan ja graafisen asun suhteen. Windows-pohjainen versio ohjelmasta julkaistiin 1999 sen nykyisellä nimellä, WinGeo3. WinGeo3 ja sen sisarohjelma, tiedonkeruumateriaalin käsittelyyn keskittynyt Debrief3, kuuluvat C. Mitchell Softwaren tuoteperheeseen ”Racing by the Numbers”. (Mitchell 2010, i.2.)

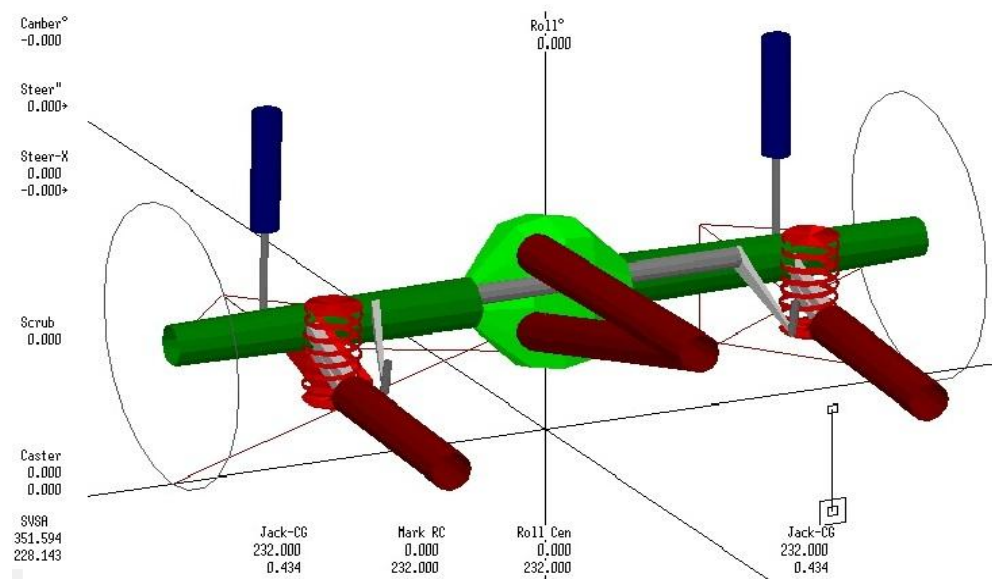
Ohjelman kehitystyössä merkittävässä roolissa ovat olleet käyttäjät, joiden ehdotusten ja toiveiden mukaan tehdään jatkuvaa kehitystyötä. Käyttäjiä mainitaan olevan mm. Formula 1, CART, Trans-Am ja NASCAR -luokissa kilpailevissa tiimeissä. (Mitchell 2010, i.2.)

Ohjelmiston käyttämiseksi on välttämätöntä lukea Mitchellin kirjoittama ohjekirja (2010). Ohjelmisto on ulkoasultaan ja alusvetovalikolliselta käyttöliittymältään hyvin tyypillinen Windows-ohjelma. Geometriaan tehdään muutoksia tietokenttiä muuttamalla ja tuentaa voidaan asettaa eri ajotilanteiden mukaisiin asentoihin. Analysointeja voidaan tehdä yhden akselin tuennalla, koko autolla tai vertaillen jopa viittä erityyppistä tuentaa yhtä aikaa. Eri ominaisuuksien analysointiin on ohjelmassa erillisiä työkaluosioita. Ohjelma ei kuitenkaan korvaa suunnittelijaa, sillä se ei kerro mitä geometrialta halutaan, eikä sitä onko geometriaan tehty muutos hyvä vai huono. (Mitchell 2010, 2.1–2.2.)



Kuvio 15. Alkuperäinen etuakselin tuentageometria mallinnettuna ohjelmaan.

Ohjelman antama visuaalinen kuva on hyvä (Kuvio 15) ja eri kappaleita voi tarvittaessa vaihtaa näkymättömäksi tai viivoilla esitetyiksi (Liitteet 4–6). Perusnäytössä näkyvät arvot voi päättää ja tuentaa voi katsella eri kulmista (Kuvio 16). Piirretyt tukivarren jatkeet sekä massakeskipisteen ja kallistuskeskiön merkitseminen kuvaan lisäävät sen havaintoarvoa.



Kuvio 16. Alkuperäinen taka-akselin tuentageometria mallinnettuna ohjelmaan.

6.3.2 Auton mittaus

Auton mittaus on merkittävässä roolissa onnistuneen mallintamisen kannalta. Mitauksissa syntyneet virheet voivat siirtyä tai kertaantua muihin mittoihin ja tästä seuraa virhe ohjelmalla tehtyihin analyysihin. Tarkat mittaukset vaativat paljon aikaa ja siihen voikin kulua yksi kokonainen työpäivä. Mittaukset on suoritettava auton normaalissa ajokunnossa ja -korkeudessa. Ajoneuvon tulee olla mitattaessa tasaisella alustalla. (Mitchell 2010, 1.4.)

Apuna käytettiin rullamittaa, vesivakaa, suorakulmaa ja erilaisia suoria profiileja. Tarkimpia mittoja otettiin työntömitalla ja pultinpäiden keskipisteet määritettiin hylsyavaimia apuna käyttäen. Mittaukset suoritettiin kohteesta riippuen maanpintaan ja sopiviin kiintopisteisiin verrattuna. Tarkistusmittauksilla seurattiin tehtyjen mittausten oikeellisuutta.

Mittapisteet tarvitaan kolmena koordinaattina ohjelman mitta-arvokenttiin (Kuvio 17), jotka vaihtelevat hieman tuentatyyppin mukaan. Mitat ovat x, y ja z-etäisyyksinä origoon. Origo voidaan määritellä mielivaltaiseen paikkaan, mutta analysoinnin helpottamiseksi se sijoitettiin renkaiden kosketuspintojen väliselle suoralle, auton keskilinjaa kohtaan. Etu- ja takatuennalla on oma koordinaatisto ja origo.

Left	RIGHT	Both	REARAXLE	Lateral	Auxiliary	Swaybar	Driveshaft	Clearance	Sketch	Q
Right side	Chassis coords	X fore-aft	Y width	Z vertical	Check sums					
Lower control arm: chassis	A	-601.250	462.500	182.000	A to E= 413.484					
Lower control arm: axle	E	-188.250	462.500	202.000	Incline -2.772					
Upper control arm: chassis	T	-678.000	17.500	380.000	S to T= 678.295					
Upper control arm: axle	S	0.000	17.500	360.000	Incline 1.690					
Rear Axle can twist in middle:						<input type="checkbox"/> TwistAxle_Type False				
Wheelbase, track, tire diameter		2520.000	1449.000	560.000	Rollout1759.292					
Camber, Toesteer, Toe span		0.000	0.000	711.201						
Tire contact patch		0.000	724.500	0.000						

Kuvio 17. Osa alkuperäisen taka-akselin mittapisteistä.

6.4 Jäykän taka-akselin tuentageometrian suunnittelu

Jäykän taka-akselin tukivarsien on kontrolloitava viittä eri kinemaattista ominaisuutta. Näistä pyörän liikerata, anti-lift ja anti-squat on määritetty sivustakatsannon heilurin varrella. Kallistuskeskiön korkeus ja kallistusohjaus taas ovat kallistusakselin määrittämiä. Jäykän akselin tuentageometrian suunnittelu perustuu tuennan kallistusakselin ja sivukatsannon hetkellisen nopeusnavan määrittämiseen. (Milliken & Milliken 1995, 623.)

Sivukatsantogeometrian suunnittelussa tukivarsien nivelpisteiden korkeudet valitaan sellaisiksi, että niiden linjat saadaan kohtaamaan halutussa hetkellisessä nopeusnavassa. Ylä- ja alatukivarren absoluuttisella ja verrannollisella pituudella säädetään hetkellisen nopeusnavan suhteellinen liikemäärä ja akselikotelon kiertymisen joustossa. Akselikotelon kiertymisen on kriittinen nivelakselin nivelkulmien säilymisen kannalta. (Milliken & Milliken 1995, 649.)

Ylä- ja alatukivarren akselin puoleisten kiinnityspisteiden etäisyys akselin keskilinjasta vaikuttaa moottorin väännöstä tai jarrutuksesta tukivarteen tuleviin kuormituksiin. Etäisyyden suurentaminen pienentää näitä kuormituksia. Vastaavasti kiinnityspisteiden välinen etäisyys ylhäältä katsottuna vaikuttaa kiihdytyksestä ja jarrutuksesta aiheutuvaan akselia taivuttavaan voimaan. Myös jouset ja iskunvaimentimet tulee sijoittaa mahdollisimman etäälle keskilinjalta, jolloin niiden liikematka suhteessa korin kallistuksen tulee pidemmäksi. Pidempi liikematka lisää jousivoimaa ja iskunvaimentimen vaimennustehoa kallistuksessa. (Milliken & Milliken 1995, 649; Reimpell, Stoll & Betzler 2001, 22.)

Ylhäältä katsotulla tukivarsien välisellä kulmalla vaikutetaan tuennan kallistusakselin korkeuteen ja asentoon. Tukivarsien linjat säädetään kohtaamaan halutussa sivuttaisessa rajoituspisteessä. Rinnakkaissuuntaisten tukivarsien kanssa käytetään sivuttaista tuentaa sivuttaisen rajoituspisteen muodostamiseen. Tukivarsien välisen kulman muuttaminen ylhäältä katsottuna ei vaikuta hetkellisen nopeusnavan paikkaan. Onkin tärkeä ymmärtää, että neljän tukivarren tuennassa voidaan haluttujen ominaisuuksien saavuttamiseksi säätää hetkellistä nopeusnapaa sekä tuennan kallistusakselia melko hyvin toisistaan riippumatta. (Milliken & Milliken 1995, 649.)

Kolmen tukivarren tapauksessa sivukatsantogeometria toimii samoin, ainoastaan ylätukivarsi kiinnityksineen tulee suunnitella ottamaan vastaan samat voimat jotka kohdistuvat kahteen tukivarteeseen neljän tukivarren tuennassa. Ylhäältä katsottuna etummainen rajoituspiste sijaitsee alatukivarsien kohtauspisteessä, joka on kulumasta riippuen lähellä tai äärettömän kaukana. Ylätukivarsi ei ota sivuttaisia voimia vastaan, joten erillinen sivuttainen tuenta vaaditaan toisen rajoituspisteen muodostamiseksi. Sivuttainen tuenta sijaitsee yleensä akselin takana (Dixon 2009, 253; Milliken & Milliken 1995, 652.)

Toiminnallisesti kolmivarsituenta voidaan pitää hyvänä ja se onkin usein käytössä rata-autoissa, kuitenkin nelivarsituenta harvemmin. Ylätukivarsi voidaan sijoittaa auton keskilinjalle tai tasauspyörästä viereen. Mikäli tämä on riittävän lähellä keskilinjaa, ei kiihdytettäessä pääse syntymään renkaiden välisiä tukivoimaeroja, eikä kori kallistu. Jarrutettaessa esiintyy kuitenkin lievä taipumus kallistua ylätukivarren puolelle. (Milliken & Milliken 1995, 653.)

Kolmivarsituennan käytön etu verrattuna nelivarsituentaan tulee geometrian kinematiikasta. Seuratessa tukivarsien akselikiinnityksien liikeratoja, havaitaan niiden poikkeavan toisistaan joka etu- tai sivukatsannosta. Tukivarsien kiinnitys kiinteästi samaan akseliin vaatii tukivarsilta tai niiden kiinnityksiltä joustoa. Ilman tätä joustoa eri tukivarsien liikeratoja olisi mahdoton sopeuttaa toisiin ja akseli ei pääsisi tällöin liikkumaan. Kolmen tukivarren käyttäminen pienentää komponenteilta vaaditun jouston määrää. Tämä on tarpeen, mikäli tarkempaa pyörän liikeratojen hallintaa tavoitellessa halutaan käyttää joustavien puslien sijaan kiinteitä palloniveliä.

6.5 Auton mitoitus

Ristikkäisen painonsiirron hallitsemiseksi on tavoiteltavaa käyttää edessä suurempaa raideleveyyttä. Asconassa on jo tehtaan jäljiltä edessä leveämpi raideväli. Ero korostuu vielä asennettaessa Volvon taka-akseli, joka on Asconan omaa 50 mm kapeampi. Auton korimuotojen pysyessä alkuperäisinä, ei tilaa raidevälin kasvatamiselle juurikaan ole. Pyöränkoteloiden sallimissa rajoissa parhaan mahdollisen rengasleveyden tavoitteluun ei tässä tapauksessa jätä tilaa parhaiden raideväliominaisuuksien tavoitteluun. Raideväli tulee kuitenkin leveämpiä takarenkaita

käytettäessä pysymään edessä vähintään yhtä paljon takapäätä leveämpänä, kuin se alkuperäisessä toteutuksessa on. Hienosäätö tullaan toteuttamaan sopivalla keskilinjapoikkeamalla olevilla vanteilla.

Ajokorkeus tulee valita massakeskipisteen kannalta mahdollisimman matalaksi. Painopisteen madaltaminen staattista ajokorkeutta laskemalla on toimiva keino, mikäli se ei vaikuta tuentageometriaan haitallisesti. Ajokorkeus tulee myös olla riittävä pohjakosketusten välttämiseksi. Tavoiteltavin keino massakeskipisteen madaltamiseen onkin korin massojen keskittäminen mahdollisimman alas.

Aikaisemmista ajokokemuksista vastaavalla autolla on todettu 50 mm ajokorkeutta madaltavat jouset toimiviksi normaalissa tieliikenne ympäristössä, jossa ajoittain joudutaan ylittämään hidasteita ja pihakiveyksiä. 70 mm madalletulla ajokorkeudella taas alkoi ilmetä pohjakosketuksia. Ajoneuvoon hankittiin nimellismadalluksestaan 40 mm jousisarja, jolla todellinen ajokorkeus laski 50 mm verrattuna alkuperäiseen korkeuteen. Etupään tuentageometria tuli tällä korkeudella hyväksi. Varsinkin camber-käytökseen oli myönteinen vaikutus. Camber-muutoksesta sisäänjoustossa saatiin heti negatiivisen suuntainen, kun alkuperäisellä korkeudella suunta oli aluksi lievästi positiivinen. Tämä tarkoittaa $-0,4^\circ$ pienemmän staattisen camber-asetuksen riittävän madalletulla ajokorkeudella. Camber-muutos on myös pienempi kallistustilanteessa. Dynaaminen camber ajokorkeuden ja korin sivukalistuman funktiona löytyy liitteenä (Liite 1).

6.6 Massakeskipisteen paikka

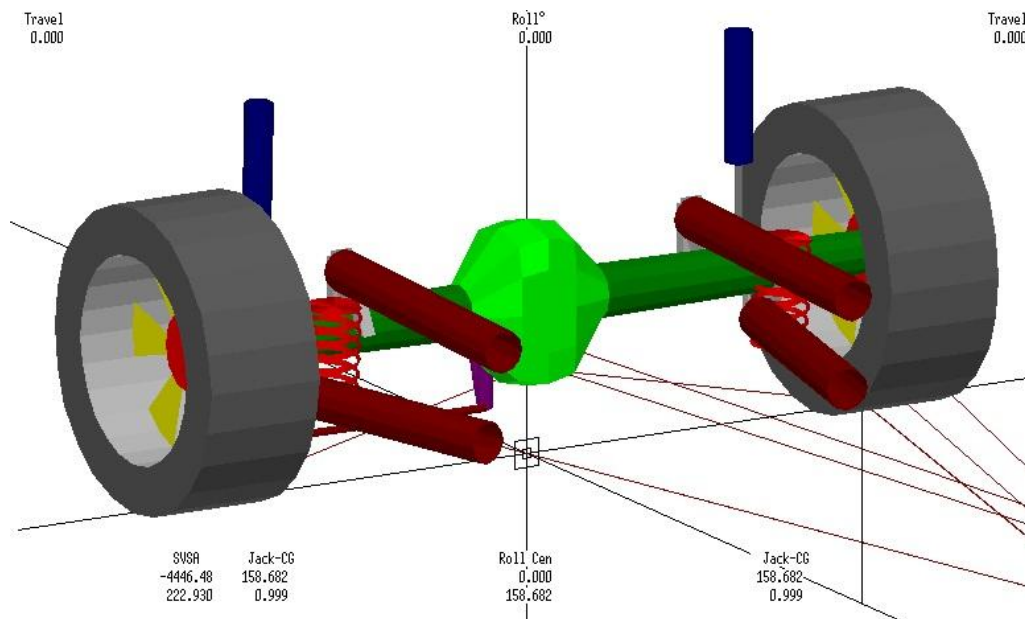
Teoriaosuudesta löytyvillä laskukaavoilla saatiin painopisteen pituussuuntainen paikka 1326 mm etuakselista taaksepäin. Etäisyys taka-akseliin on vastaavasti 1194 mm. Auton painojakauma on tällöin 53/47, jota voidaan pitää hyvänä etumoottoriselle autolle.

Massakeskipisteen korkeus selvitettiin kohottamalla auton toista päätä ilmaan. Massakeskipisteen sijaitessa lähempänä etuakselia, saatiin suurempi painonmuutos etuakselilta mitattaessa. Autoa kohotettiin hallinostinta käyttäen. Käytetyiltä vaaailta olisi näin kevyen auton tapauksessa vaadittu suurempaa tarkkuutta kom-

pensoimaan pienehköä painonmuutosta. Vaakojen 5kg tarkkuus todennäköisesti aiheuttaa tulokseen hieman epätarkkuutta. Punnitus suoritettiin useita kertoja, jolloin painonmuutos vaihteli välillä 10–20kg, joten tästä käytetään keskiarvoa 15kg. Massakeskipisteen korkeudeksi saatiin tällä arvolla 435 mm.

6.7 Uusi taka-akselin tuentageometria

Uusi tuentatyyppi päätettiin toteuttaa neljällä pitkittäisellä tukivarrella (Kuvio 18) ja erillisellä sivuttaisella tuennalla. Taka-akselille ei asenneta lainkaan kallistuksenvakaajaa, jotta takapyörien välinen painonsiirto saadaan pysymään mahdollisimman pienenä. Tuentatyyppin valintaan vaikutti sen soveltuvuus käytettävälle akselityypille sekä neljällä tukivarrella toteutettavissa olevat geometriavaihtoehdot. Ylätukivarret toteutetaan auton pituusakselin suuntaisena, jolloin takimmainen sivuttaisen rajoituspiste saadaan määritettyä täysin sivuttaisella tuennalla. Geometria on siten myös täysin käytettävissä kolmella pituussuuntaisella tukivarrella varustetussa, kunhan ylätukivarret korvataan yhdellä sivusuunnassa auton keskilinjaa lähemmäs siirretyllä, lujuudeltaan riittäväksi mitoitetulla tukivarrella. Kolmea tukivartta voidaan päätyä käyttämään, mikäli tuennan nivelpisteet halutaan toteuttaa pallonivelillä.



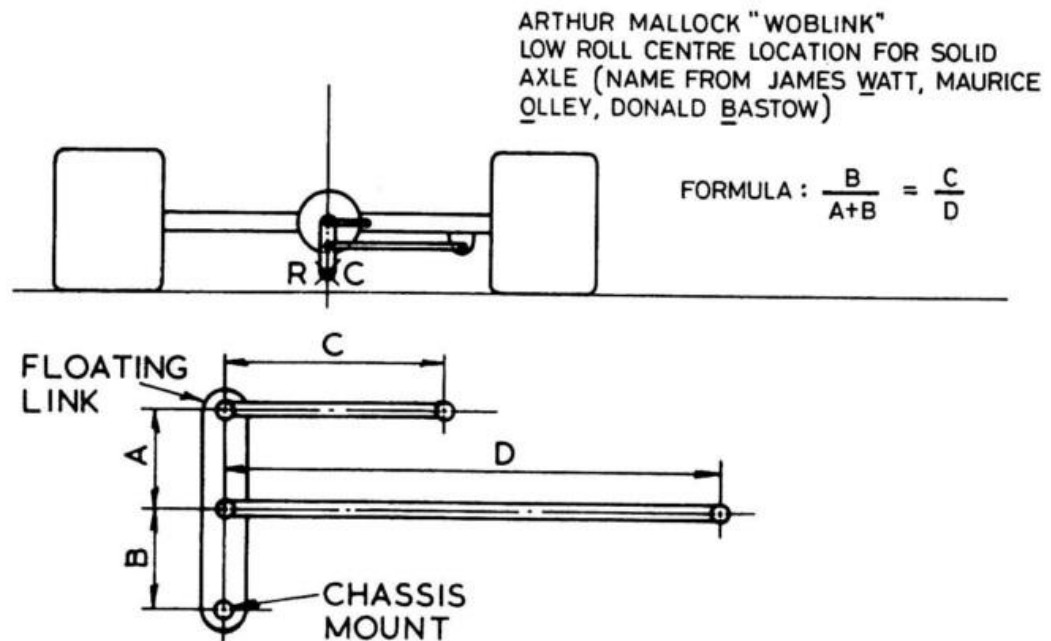
Kuvio 18. Uusi taka-akselin tuentageometria.

Kallistusakselin hallinnan kannalta olisi edullisinta käyttää ainoastaan neljää piti-
tuussuuntaista tukivartta ja hoitaa sivuttainen tuenta näiden välisillä linjauseroilla.
Tämä kuitenkin vaatii tukivarsien toisiinsa sopimattomien liikeratojen vuoksi jous-
toa nivelpisteiltä. Kilpa-auton pyöräntuentaan tämänkaltaiset joustot eivät kuulu ja
muutenkin erillinen sivuttainen tuenta on tarpeellinen suurten tukivoimien ollessa
läsnä (Milliken & Milliken 1995, 623).

Alkuperäinen sivuttainen tuenta on toteutettu Panhard-tangolla. Tuentatyyppin hy-
vänä puolena on mahdollisuus matalahkoon kallistuskeskiöön. Akselin sivuttainen
liike joustossa nähdään kuitenkin niin merkittävänä haittapuolena, että se johtaa
tuentatyyppin hylkäämiseen. Kilpa-autoissa usein tavattu tyyppi on Watt's-tuenta
(Kuvio 5), joka tarjoaakin akselille pystysuoran liikeradan. Huonona puolena tällä
on korkea kallistuskeskiö. Kallistuskeskiö sijaitsee Watt's-keinuivun nivelpistees-
sä. Toinen tuentavarsi on puoli keinuivun mittaa tätä pistettä alempana ja siten
estää nivelpisteen sijoittamisen matalalle. Tästä syystä myöskään Watt's-tuentaa
ei käytetä.

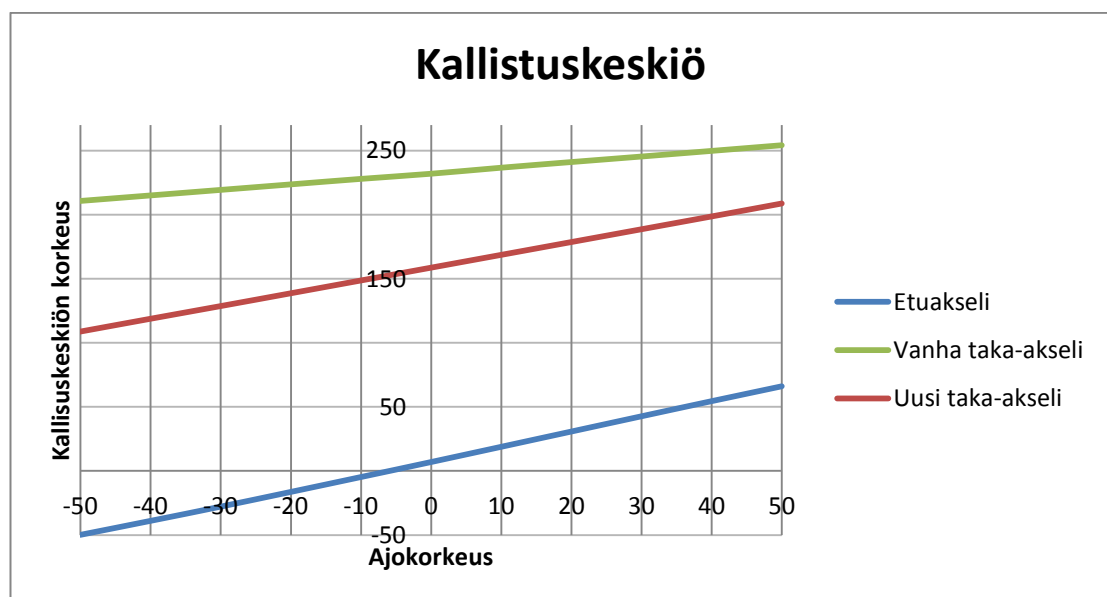
Pystysuora liikerata ja hieman maanpinnan yläpuolella oleva kallistuskeskiö voi-
daan toteuttaa kolmella tavalla, Woblink-, Mumford- tai Sliding Block –tuennalla.
Näistä Mumford-tuenta on monimutkaisuutensa puolesta haluttuihin ominaisuuks-
siin nähden tarpeeton. Mumford-tuennan käyttö tulee tarpeelliseksi haluttaessa
painopiste maanpinnan alapuolelle. Sliding Block on ongelmallinen välyksien ja
sisäisten kitkojen vuoksi.

Taka-akselin sivuttaiseksi tuennaksi valitaan tästä syystä Arthur Mallockin kehit-
tämä Woblink-tuenta (Kuvio 19). Tuenta takaa etukatsannosta täysin pystysuoran
liikkeen sisäänjoustossa ja kallistuskeskiö voidaan sijoittaa korin nivelpisteellä riit-
tävän matalalle. Riittävän maavaran varmistamiseksi nivelpiste sijoitetaan 150 mm
korkeuteen maanpinnasta. WinGeo3 ei tunne Woblink-tuentaa, joten analysoinnis-
sa käytettiin nivelestään koriin kiinnittyvää Watt's-tuentaa. Watt's-tuennan nivelpis-
te sijoitettiin 150 mm korkeuteen, joten tällä kyettiin simuloimaan tuleva Woblink-
tuenta.



Kuvio 19. Woblink-tuenta (Staniforth 2006, 44).

Auton takapään kallistuskeskiö halutaan sijoittaa hieman etupään kallistuskeskiötä ylemmäksi, jolla on lievästi aliohjaava ja kiihdytyspitoa parantava vaikutus. Tällä sivuttaisella tuentatyyppillä se tuleeikin väistämättömästi ylemmäksi. Staattisessa ajokorkeudessa kallistuskeskiö (Kuvio 20) sijaitsee 158,7 mm maanpinnan yläpuolella ja sen liike sisäänjoustossa on korin liikkeen suuntainen.



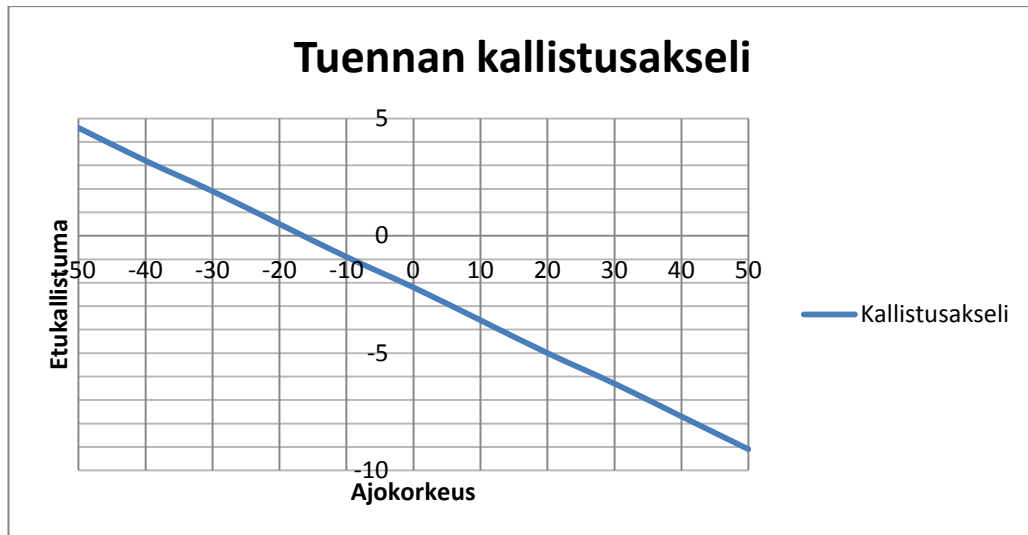
Kuvio 20. Kallistuskeskiön korkeus ajokorkeuden funktiona.

Taka-akselin kallistuskeskiön pystysuuntaisesta liikkeestä saatiin lähes samansuuruinen etukallistuskeskiön kanssa. Myös kallistuskeskiöiden korkeus on lähempänä toisiaan. Erona etuakselin kallistuskeskiöön on sivuttainen siirtymättömyys. Momenttivarren pituus on uudella taka-akselin geometrialla 276 mm. kun se vanhalla oli 203 mm. Tällä on koria nostavaa ilmiötä pienentävä vaikutus.

Hetkellinen nopeusnapa sijoitettiin 4446 mm akselin etupuolelle, jolloin sivukatannon pitkä heilurin varsi pitää akselivälimuutoksen joustossa maltillisena. Myös taka-akselin taipumus hyppimiseen menee teoriassa erittäin pieneksi. Hetkellisen nopeusnavan korkeuteen 223 mm päädyttiin halutun antigeometrian ja kallistusakselin asennon saavuttamiseksi. Eroa alkuperäisen tuennan 352 mm akselin takapuolelle sijoittuvaan hetkelliseen nopeusnapaan on huimasti. Korkeus alkuperäiseen verrattuna muuttui vain 5 mm alaspäin.

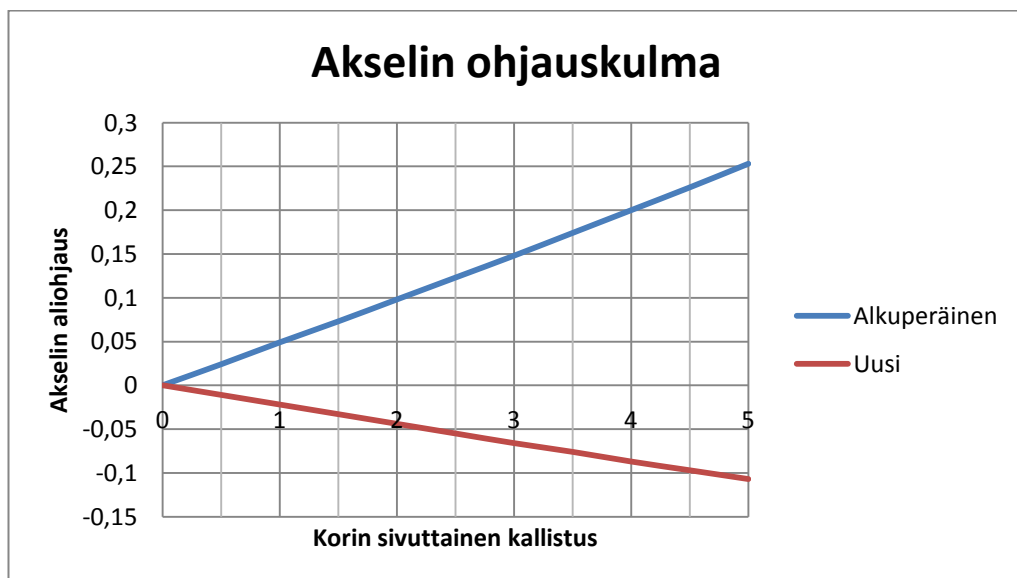
Alkuperäisissä tavoitteissa oli taka-akselin tuentageometrialla toteutettavan neli-pyöräohjausominaisuuden saavuttaminen. Ajatuksena oli auton ohjattavuuden parantaminen tuottamalla myös takapyörille ohjauskulmaa ja siten kaartosädetä lyhentämällä. Tarkempi teoriaan tutustuminen kuitenkin paljasti järjestelystä merkittäviä haittapuolia, kuten epävakaas suurella ajonopeudella ja ei-toivotut sortokulmamuutokset toisen pyörän osuessa epätasaisuuksiin. Nämä vievät pois päin stabiilista ajokäytöksestä. Auton yli- ja aliohjaavuuden säätelyyn on huomattavasti parempiakin keinoja, kuten kallistuskeskiöiden korkeuksien ja kallistuksenvakauksen välisen suhteen muuttaminen auton etu- ja takapään välillä.

Tuennan kallistusakseli (Kuvio 9) järjestetään staattisessa ajokorkeudessa lievästi taaksepäin kaltevaksi, joka tuottaa lievän yliohjausefektin. Tuennan kallistusakselin kulmamuutoksella joustossa kallistusohjaus järjestetään sisäänjoustossa lievästi aliohjaavaksi ja ulosjoustossa yliohjaavaksi (Kuvio 21). Tällä ratkaisulla pyritään tasapainottamaan jarrutuksen aliohjaavaa ja kiihdytyksen yliohjaavaa käytöstä.



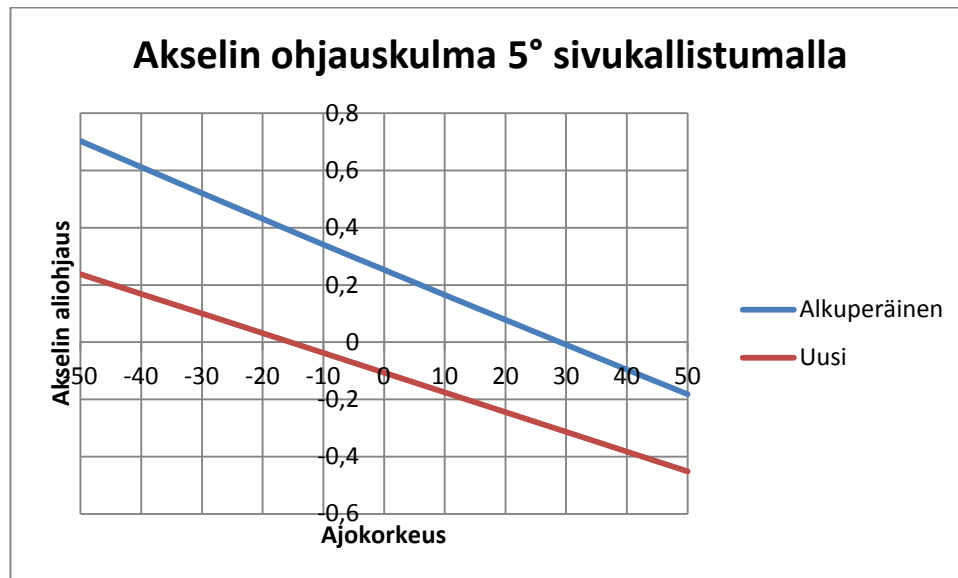
Kuvio 21. Tuennan kallistusakselin etukallistuma ajokorkeuden funktiona.

WinGeo3 ei osaa laskea alkuperäisen tuennan kallistusakselia, sillä tuennassa yhdistyvä torque tube ja alatukivarret sekoittavat tavanomaisen määrittelytavan. Akselin ohjausominaisuudet kuitenkin saadaan selvitettyä akselin ohjauskulmaa korin kallistuksessa seuraamalla. Staattisessa ajokorkeudessa akseli alkaa kääntyä korin kallistumisen myötä lievästi kaarteeseen suuntaan (Kuvio 22), ollen aliohjaava. Uudella tuennalla ilmiö on maltillisempi ja päinvastainen, eli yliohtavaan suuntaan. Korin ollessa kallistuneen 5° , on ohjauskulma vanhalla $0,25^\circ$ ja uudella $0,11^\circ$.



Kuvio 22. Akselin ohjauskulma korin sivuttaisen kallistuskulman funktiona.

Uuden ja vanhan tuennan käyttäytyminen nähdään parhaiten 5° korin sivuttaisella kallistuskulmalla tehdystä vertailusta (Kuvio 23), jossa akselin ohjauskulmaa verrataan eri ajokorkeuksilla. Uuden tuennan käyttö muuttuu aliohjaavaksi noin 15 mm sisäänjoustossa, joka kuvaa kiihdytystilannetta. Vastaavasti jarrutustilanteelle tyyppillisessä ulosjoustossa käyttö on maltillisesti yliohtava. Alkuperäisellä tuennalla yliohtavuuteen päästään vasta 30 mm ulosjoustossa.

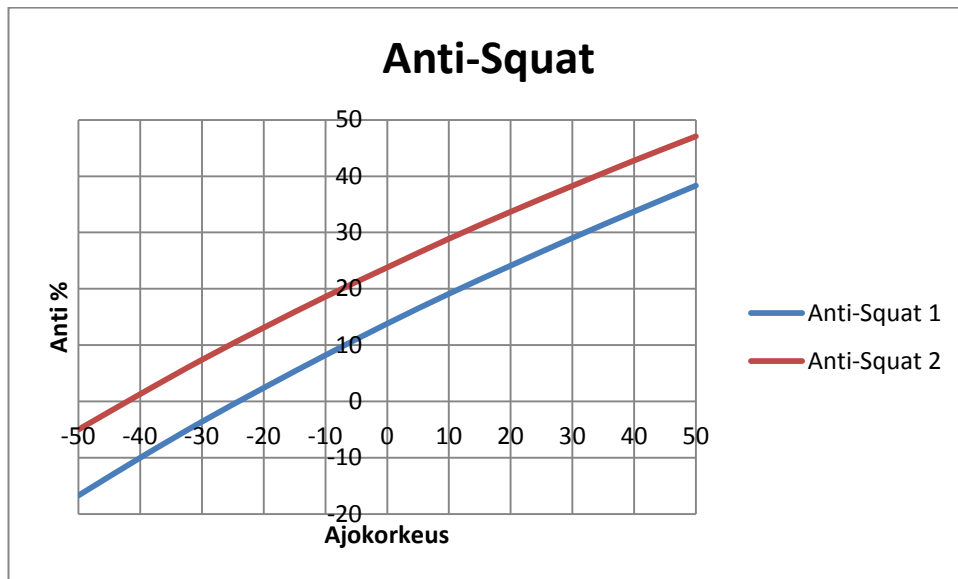


Kuvio 23. Akselin ohjauskulma ajokorkeuden funktiona.

Alkuperäisellä taka-akselilla oli hyvin voimakas Anti-Squat -ominaisuus. Staattisessa ajokorkeudessa Antigeometria oli 178 % ja 50 mm sisäänjoustossa 267 %. Tämä tarkoittaa käytännössä auton takapään kohoamista kiihdytettäessä ja vääntömomentin aiheuttama sisäänjouston esto voi tällöin johtaa rengaskosketuksen irtoamiseen epätasaisella alustalla.

Autoon suunniteltiin hyvin maltillinen Anti-Squat, sen olleessa staattisessa ajokorkeudessa 13,8 % ja poistuessa kokonaan 25 mm sisäänjoustossa. Tuentaan suunniteltiin mahdollisuus Anti-Squat ominaisuuden noin 10 % kasvattamiseen (Kuvio 24). Tämä järjestetään ylätukivarren vaihtoehtoisella kiinnityspisteellä taka-akselissa. Tukivarren kiinnittäminen 30 mm ylempään kiinnityspisteeseen tuo sivukatsannon hetkellisen nopeusnavan 2112 mm lähemmäs akselia, eli 2334 mm akselin etupuolelle. Hetkellisen nopeusnavan etäisyys säilyy riittävänä kiihdytyk-

sessä ja jarrutuksessa ilmenevän akselin hyppimisen minimoimiseksi. Tällä muutoksella ei ole vaikutusta tuennan kallistusakseliin.



Kuvio 24. Vaihtoehtoiset Anti-Squat -ominaisuudet.

Iskunvaimentimina ja jousina käytetään kohdeajoneuvoon tarkoitettuja osia, jolloin niiden sijoittaminen alkuperäisille paikoilleen on liikesuhteiden kannalta järkevää. Alatukivartena käytetään Opel Commodoresta peräisin olevaa 540 mm pitkää teräslevystä prässämällä valmistettua tukivartta, jossa on paikka jouselle. Jousen alapää saadaan tukivarsien sopivalla asennusleveydellä alkuperäisen jousen kanssa samaan kohtaan. Auton kori on suunniteltu ottamaan jousesta tulevat voimat juuri tästä runkopalkissa olevasta kohdasta, joten jousen sijoitusta ei senkään vuoksi kannata muuttaa. Ainoana erona on jousen kiinnittyminen taka-akselin kiinteän osan sijaan tukivarteen, mutta tällä ei ole jousen liikesuhteeseen havaittavaa vaikutusta.

Ylätukivarret tullaan toteuttamaan omavalmisteena ja niistä tehdään kaksi eri versiota, toinen joustavilla puslilla ja toinen pallonivelillä. Myös toinen alatukivarsipari valmistetaan siten, että etupuslan tilalle asennetaan pallonivel. Takapusla jätetään joustavaksi, jotta se voi kompensoida vinoon asetetuista alatukivarsista aiheutuvat liikeratojen poikkeamat. Pallonivelillä varustetuilla komponenteilla pyritään saamaan tarkempi taka-akselin sijainnin hallinta ja niintä voidaan käyttää ainakin tasaisella alustalla. Puslilla varustettuja tukivarsia voidaan käyttää tarvittaes-

sa hyvin epätasaisella alustalla ajettaessa tai mikäli pallonivelten kanssa koriin johtuvat rasitukset osoittautuvat liian suuriksi.

Tukivarsien kiinnityspisteet akselissa sijoitetaan hyvin lähelle alkuperäisiä kiinnityspisteitä. Akselin alkuperäinen suunnittelija on suunnitellut kiinnitykset näille paikoille, joten tällöin akselin taivutusrasitukset säilyvät myös vastaavina. Rengaskitkan lisääntyminen kasvattaa näitä rasituksia, mutta akselin varmuuskertoimien voidaan olettaa tämän lisäyksen kattavaksi. Myös tukivarsien etäisyydet akselin keskijonosta pyrittiin pitämään samoina. Uuden taka-akselin tuentageometrian nivelpisteet esitetään WinGeo3:n tietokenttänä (Kuvio 25). Tuentageometriasta eri suunnista otetut profiilikuvat löytyvät liitteinä (Liite 4–6).

Left	Right	BOTH	REARAXLE	Lateral	Auxiliary	Swaybar	Driveshaft	Clearance	Sketch	Q
Both sides		Chassis coords		X fore-aft	Y width	Z vertical	Check sums			
Lower control arm: chassis		A	-500.200	▲▼	370.000	▲▼	185.000	▲▼	A to E= 533.885	
Lower control arm: axle		E	20.000	▲▼	490.000	▲▼	180.000	▲▼	Incline 0.537	
Upper control arm: chassis		T	-540.000	▲▼	360.000	▲▼	360.000	▲▼	S to T= 570.351	
Upper control arm: axle		S	30.000	▲▼	360.000	▲▼	380.000	▲▼	Incline -2.010	
Rear Axle can twist in middle:							<input type="checkbox"/> TwistAxle_Type False			
Wheelbase, track, tire diameter			2520.000	▲▼	1399.000	▲▼	560.000	▲▼	Rollout1759.292	
Camber, Toesteer, Toe span			0.000	▲▼	0.000	▲▼	711.201	▲▼		
Tire contact patch			0.000	▲▼	699.500	▲▼	0.000	▲▼		

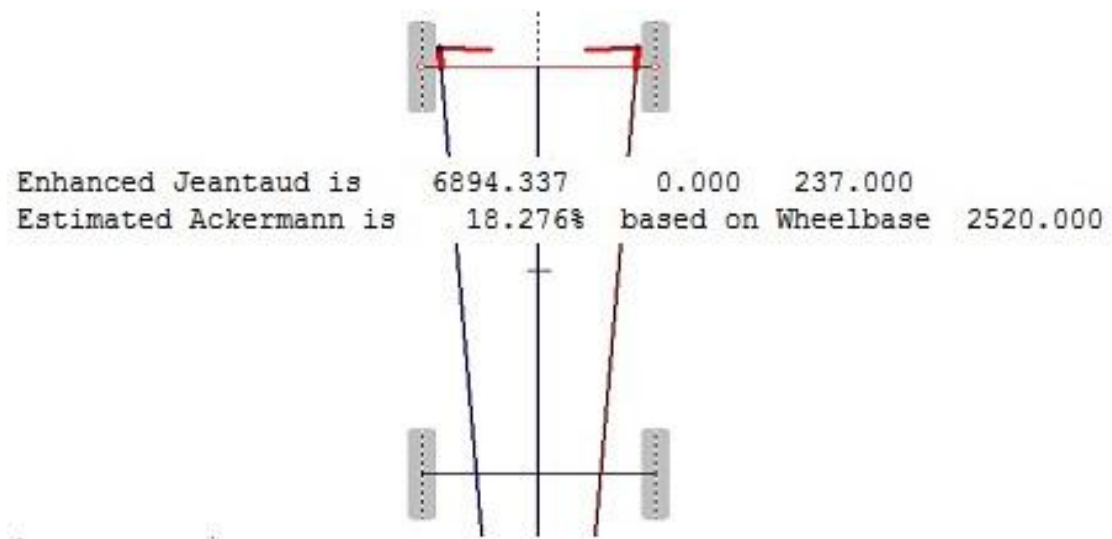
Kuvio 25. Uuden taka-akselin mittapisteet.

6.8 Etuakselin tuentageometrian muutokset

Etupään kallistuskeskiö laski auton madalluksesta johtuen 59 mm, ollen näin 7 mm maanpinnan yläpuolella. Kallistuskeskiö on hyvin matala, tuottaen 428 mm momenttivarren massakeskipisteestä.

Autossa on WinGeo3:n mukaan valmiiksi hyvin kilpa-automainen Ackermann-geometria, ohjauksen ollessa hyvin lähellä rinnakkaisohjausta. Tämä ilmenee ohjelman ilmoittamasta 18,3 % Ackermann geometriasta (Kuvio 26). Tämä on kui-

tenkin virheellinen arvo, sillä ohjelma ei ota huomioon ohjausvarren ja olkavarren välistä kulmaa, vaan se huomio ainoastaan olkavarsien keskinäisten linjojen kohtauspisteen. Tämä pätee ainoastaan ohjausvarsien ollessa suorassa linjassa raidetangon kanssa. Linjan muuttaminen raidetankoa pituussuunnassa siirtämällä ei kuitenkaan WinGeo3:n lukemaan vaikuta, joten tarkemmin Ackermann-ehtoa tutkivan on käytettävä analysointiin muuta keinoa.



Kuvio 26. Ainoastaan olkavarsiin perustuva Ackermann.

Rinnakkaisohjausta voidaan pitää hyvä lähtökohtana kilpa-auton suunnittelussa. Koeajojen perusteella voi osoittautua kuitenkin tarpeelliseksi kasvattaa Ackermann-ohjausta. Ohjausta voidaan säätää rinnakkaisohjauksen suuntaan käyttämällä eteenpäin vieviä säätölevyjä raidetangon kiinnityksessä. 100 % Ackermann-ehdon suuntaan ohjausta ei raidetankoa siirtämällä saada, sillä raidetankoa ei auton rakenteesta johtuen voi siirtää taaksepäin.

Asconan raidetangon sijainti linjasta 8 mm taaempana tekee ohjauksesta todellisuudessa tarkemmin Ackermann-ehtoa noudattavan. Tämä otetaan auton perussäädöksi ja koeajossa ilmenneen tarpeen myötä ohjausta voidaan säätää rinnakkaisohjauksen suuntaan.

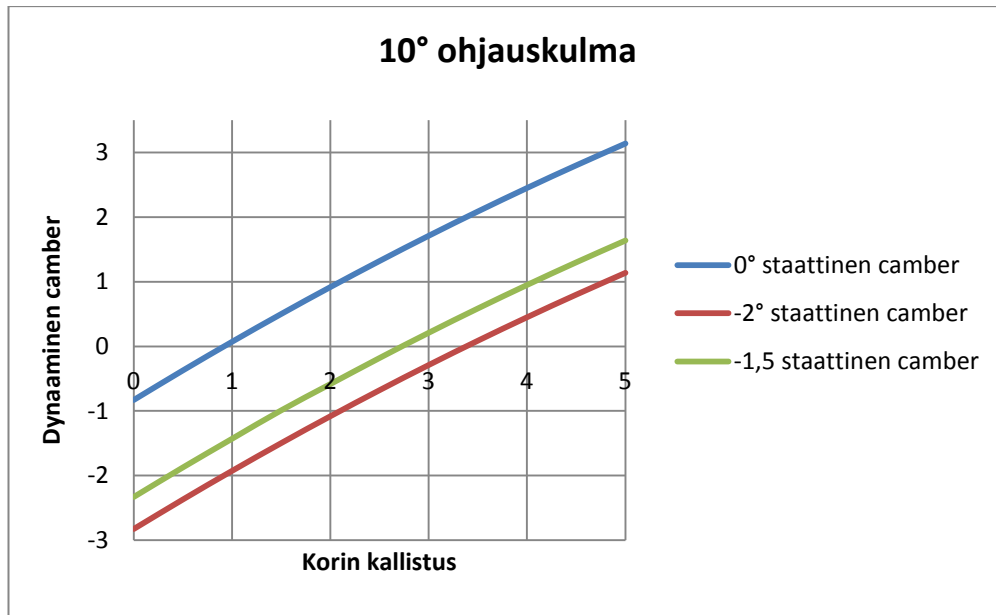
Hyödyllisenä tietona on 18,3 % Ackermann-ehdon löytymisen 8 mm säätölevyillä. Sama linjausmuutos tapahtuu myös käyttämällä Manta GT/E -mallin olkavarsia, joissa nivelpiste on noin 8 mm taaempana. GT/E-olkavarret pienentävät myös ohjausvälitystä, jolloin 2,5 välityksellisen raidetangon kanssa ohjausvoiman tarve voi

kohota kohtuuttomaksi. Rinnakkaisohjaus saavutetaan kokeilujen perusteella raidetangon alle asetettavilla 21 mm säätölevyillä.

Jousto-ohjauksen suhteen suoritettiin analyysi WinGeo3:n BumbSteer-lisäosalla. Tällä lisäosalla on mahdollista havainnollistaa graafisesti halutun pisteen muutoksen vaikutusta. Pisteeeksi valittiin raidetangon korkeus ja jousto-ohjauksen kuvaaja saatiin käännettyä pienemmän muutoksen suuntaan nostamalla raidetankoa. Alkuperäinen korkeus oli 234,5 mm ja jo 1,5 mm korottamisella kuvaaja saatiin halutun kaltaiseksi. Alkuperäisessä ajokorkeudessa kuvaajan asento oli hyvä. Tässä huomataan hyvin jousto-ohjauksen säätämisen tarve alustaan tehtävien muutosten yhteydessä. 1,5mm säätö toteutetaan työstämällä raidetangon kiinnityspulttien reiät soikeiksi ja asettamalla pulttien alle kiinteään pisteeseen tukevat epäkeskolevyt. Jousto-ohjauksen minimoimiseksi ohjausvarren sisäpään niveltä tulisi viedä raidetankoa koneistamalla 5 mm sisäänpäin ja vastaavasti valmistaa 5 mm pidempi ohjainvarsi. Näkymä BumbSteer-lisäosalla säädetyistä jousto-ohjauksesta liitteenä (Liite 2).

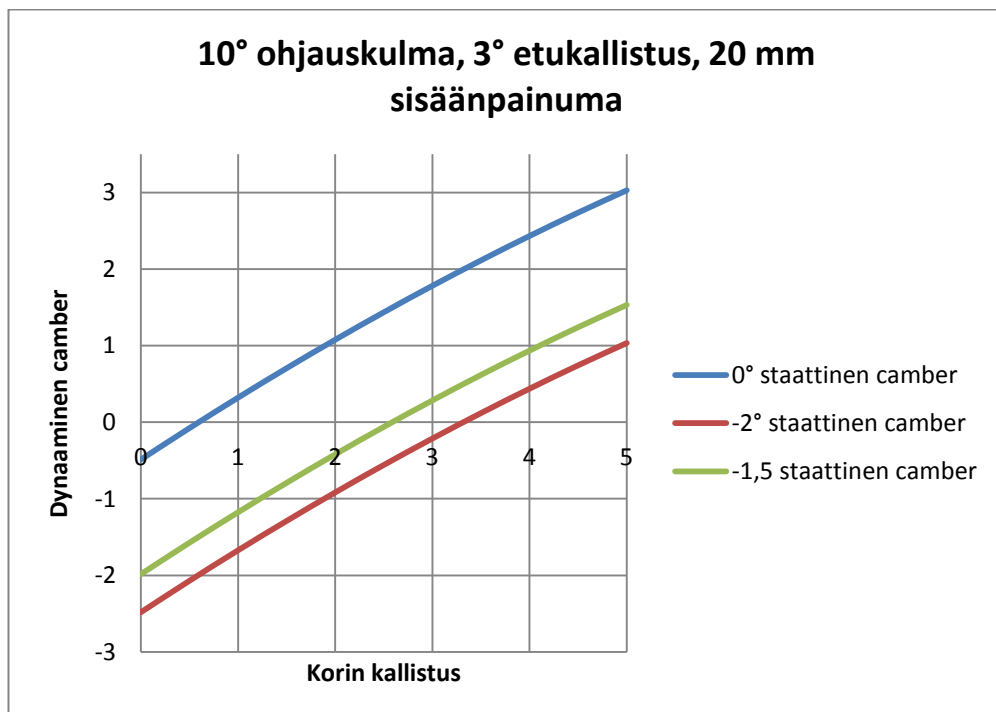
Aurauskulman lähtöarvoksi valitaan maltillinen $0,1^\circ$ eli noin 1 mm auraus, jonka oletetaan rakenteiden joustosta johtuen kääntyvän jarrutuksissa lievästi haritukselle. Paras aurausasetus voidaan hakea vain koeajoilla ja se on myös radan nopeudesta riippuvainen. Paljon hitaita kaarteita sisältävällä radalla voidaan käyttää esim. $0,1^\circ$ haritusta.

Camber-käyttäytymistä tutkittaessa tehtiin vertailua ulomman pyörän asennosta erilaisissa kallistustilanteissa. Ensimmäinen kallistustilanne oli 10° renkaan ohjauskulmalla tapahtuva korin vaihteittainen sivukallistuma (Kuvio 27). Tällä kuvattiin vakiintuneen tilanteen kaarreajoa erilaisilla sivuttaisilla kiihtyvyyksillä.

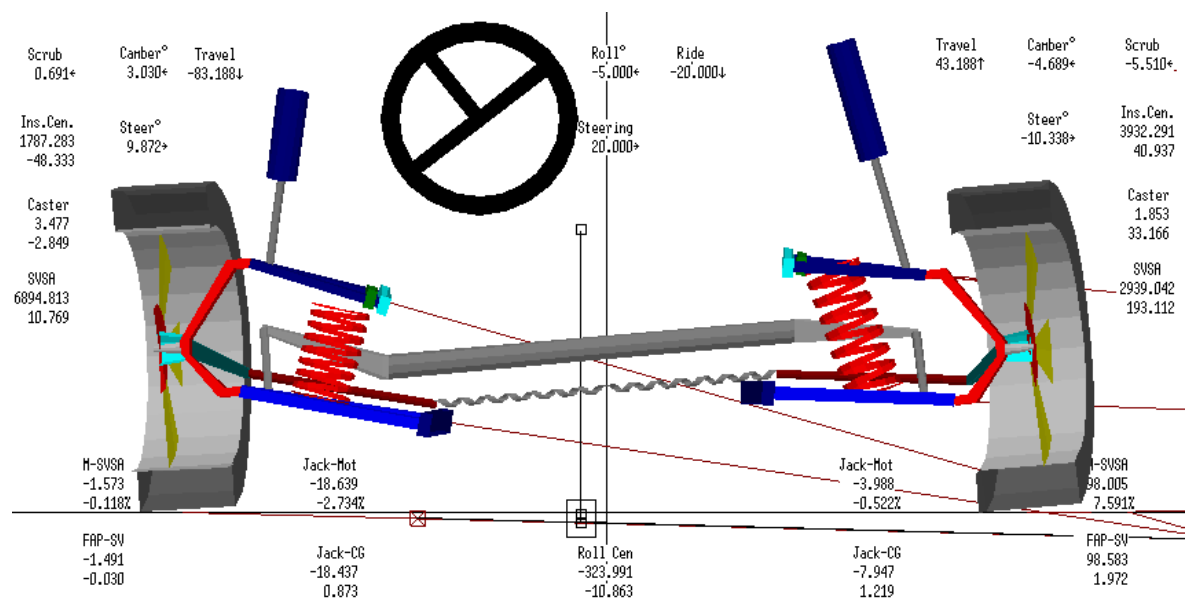


Kuvio 27. Kaarreajon dynaaminen camber korin sivukallistuman funktiona.

Toiseen kallistustilanteeseen lisättiin korin 3° kallistuma eteenpäin, sekä 20 mm jousituksen sisäänpainuma (Kuvio 28). Tällä pyrittiin simuloimaan jarrutustilanteen loppuvaihetta, jossa autoa on jo ohjattu sisälle kaarteeseen (Kuvio 29).



Kuvio 28. Jarrutustilanteen dynaaminen camber korin sivukallistuman funktiona.



Kuvio 29. Voimakkaan jarrutustilanteen loppuvaiheen analysointi.

Vertailuarvona käytettiin aluksi 0° ja -2° staattista camber-asetusta. Camber pysyy negatiivisena hyvin pitkään ja siirtyy molemmissa tapauksissa positiiviseksi vasta 3–3,5° sivukallistumalla. Jarrutustilanteen huomataan vievän camber-kulmaa hie-man positiiviseen suuntaan. Vertailuarvoksi otettiin myös 1,5° staattinen camber, joka todettiin riittäväksi kallistelun ollessa maltillista. Tämä valittiin auton camber-asetukseksi, sillä se pitää pyörät pystymässä suoraan jarrutettaessa. Camber-asetusta voidaan säätää negatiivisemmaksi, mikäli auto osoittautuu oletettua kal-listelevammaksi ja renkaat kuluvat enemmän ulkoreunoista.

Anti-Dive –ominaisuutta etuennalla ei ole, sillä auton -2,5 % Anti-Dive tarkoittaa eteenpäin kallistumista korostavaa Pro-Dive –ominaisuutta. Vaikka tämä on hyvin lievää, ei se ole toivottua. Anti-Dive –ominaisuuden luomiseksi on sivukatsannon hetkellistä nopeusnapaa nostettava ylöspäin. 21,4 % Anti-Dive –geometria saavu-tetaan muuttamalla alatukivarsien etummaisista nivelpisteistä 5 mm alemmas ja ta-kimmaisista 7 mm ylemmäksi. Tämä sijoittuu hyvin suositellun 20–25 % väliin. Jarru-tuksen aiheuttama korin kallistuminen eteenpäin ja jousituksen sisäänpainuminen kumoavat toistensa vaikutusta, jolloin Anti-Dive pysyy jarrutuksissa likimain muut-tumattomana. Muutettu etuakselin pyöräntuennan graafinen esitys liitteenä (Liite 3).

7 LOPPUSANAT

Auton pyöräntuennan geometria ja siihen liittyvä ajodynamiikka on aihealueena mielenkiintoinen ja tärkeä osa-alue autotekniikan tuntemuksessa. Aihetta käsitelään laajasti englanninkielisessä kirjallisuudessa ja teoksia löytyykin teoreettisena sekä käytännönläheisenä. Aiheesta on kuitenkin kirjoitettu verrattain vähän suomeksi. Tässä opinnäytetyössä käydään aihealue läpi yleisesti. Jäykällä taka-akselilla varustettuihin autoihin tämä työ on kattava ja teoriaa noudattamalla onkin mahdollista suunnitella halutut ominaisuudet omaava tuentageometria.

Aihetta käsittelevään kirjallisuuteen tutustuminen osoitti useat omakohtaiset ennakkokäsitykset vääriksi. Esimerkkinä mainittakoon passiivinen nelipyöräohjaus, jonka tehokas käyttö sen haittapuolien valossa hylättiin. Myös korin kallistelun ja painonsiirron välisen yhteyden käsitys muuttui ratkaisevasti. Jäykän taka-akselin tuentaa autoonsa suunnittelevan onkin suositeltavaa tutustua tämän opinnäytetyön lähdekirjallisuuteen. Myös valmiiden tuentasarjojen asentamisen sijaan on suositeltavaa suunnitella kohdeauto ja sen käyttöominaisuuden huomioiden optimaalisin tuentageometria itse.

Opinnäytetyön tuloksena saatua uutta taka-akselin tuentageometriaa sekä etuakseliin tehtyjä muutoksia ei päästy käytännössä koeajamaan. Useissa kohdissa tehtiin olettamuksia ja yleistyksiä, jotka voivat muuttaa asiaa käytännössä paljonkin. Lopullinen tuentageometrian hiominen ja asentokulmien säätö voidaankin tehdä vasta koeajon perusteella. Teoriapohjaisia tuloksia voidaan kuitenkin pitää hyvinä lähtöarvoina. Muutosten onnistumiseen vaikuttaa myös kuljettajan toiveet ajokäytökseltä sekä geometrian toimivuus kuljettajan ajotavalla. Tuentageometria suunniteltiin tekijän mieltymysten mukaan mahdollisimman lähelle neutraalia ajokäytöstä.

Lopuksi haluan kiittää kaikkia työssä avustaneita henkilöitä. Kieliasun tarkistuksessa korvaamaton apu saatiin Silja Niemistöltä sekä vanhemmiltani Anneli ja Heikki Niemistöltä. Autoteknisistä neuvoista ja näkökulmista kiitän työn ohjaajaa Ari Saunamäkeä, sekä Jarno Arkkoa ja Kimmo Haaparantaa. Käytännön olosuhteiden järjestämisestä auton mittaamiselle kiitän Raimo Viitamäkeä.

LÄHTEET

AKK-Motorsport ry, Ei päiväystä. [Verkkosivu]. [Viitattu 29.2.2012]. Saatavana: <http://www.autourheilu.fi/lajit/>.

Autoteknillinen taskukirja. 2003. Suomentaja: Autoalan Koulutuskeskus Oy. 6. painos. Jyväskylä: Gummerus Oy.

Dixon, J.C. 2009. Suspension Geometry and Computation. [Kuviot luvalla 22.3.2012]. Chichester: John Wiley & Sons Ltd.

Jazar, R.N. 2008. Vehicle Dynamics: Theory and Application. New York: Springer Science+Business Media, LLC.

Milliken, W.F. & Milliken D.L. 1995. Race Car Vehicle Dynamics. 5. painos. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.

Mitchell, C. 2010. WinGeo3: Suspension Geometry program. Mooresville: Vm. C. Mitchell Software.

Reimpell, J., Stoll, H. & Betzler, J.W. 2001. The Automotive Chassis: Engineering Principles. 2. painos. Woburn: Butterworth-Heinemann.

Smith, C. 1978. Tune To Win: The art and science of race car development and tuning. Fallbrook: Aero Publishers, Inc.

Smith, C. 1984. Engineer To Win: Understanding Race Car Dynamics. Minneapolis: MBI Publishing Company.

Staniforth, A. 2006. Competition Car Suspension: A Practical Handbook. [Kuviot luvalla 22.3.2012]. 4. painos. Somerset: Haynes Publishing.

LIITTEET

LIITE 1 Dynaaminen camber ajokorkeuden ja korin sivukallistuman funktio

LIITE 2 BumpSteer-lisäosa

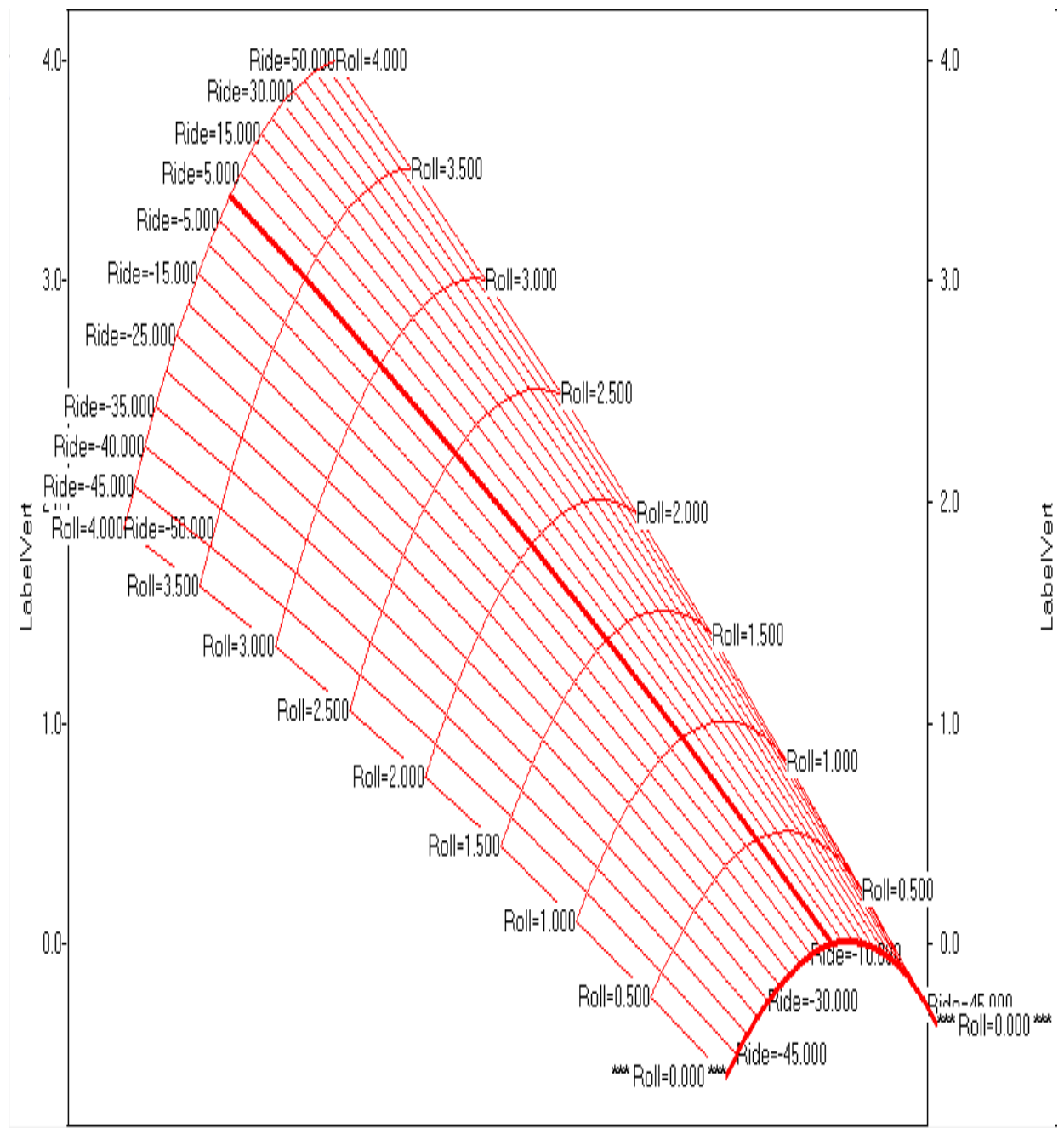
LIITE 3 Etuakselin muutettu Anti-Dive

LIITE 4 Uusi taka-akselin tuentageometria edestä katsottuna

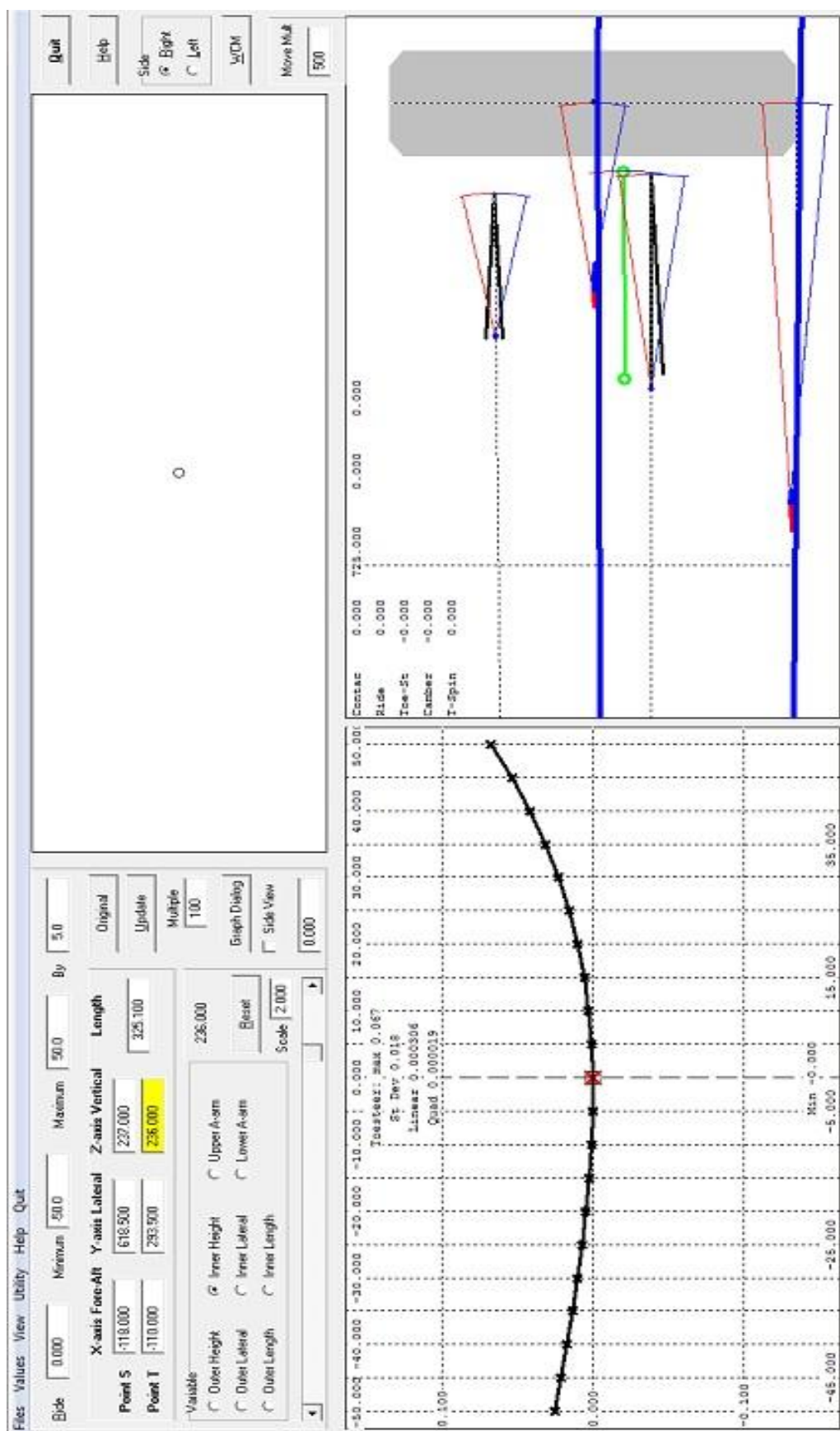
LIITE 5 Uusi taka-akselin tuentageometria oikealta katsottuna

LIITE 6 Uusi taka-akselin tuentageometria ylhäältä katsottuna

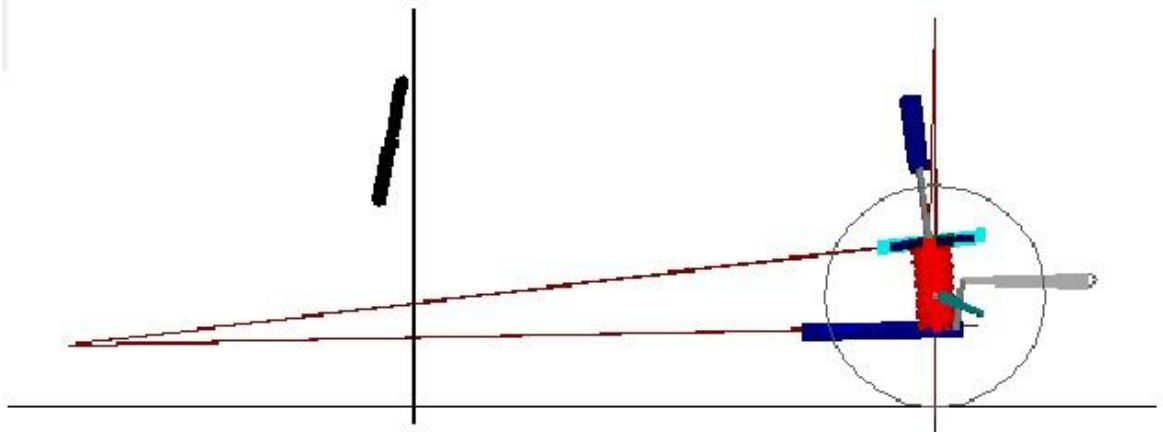
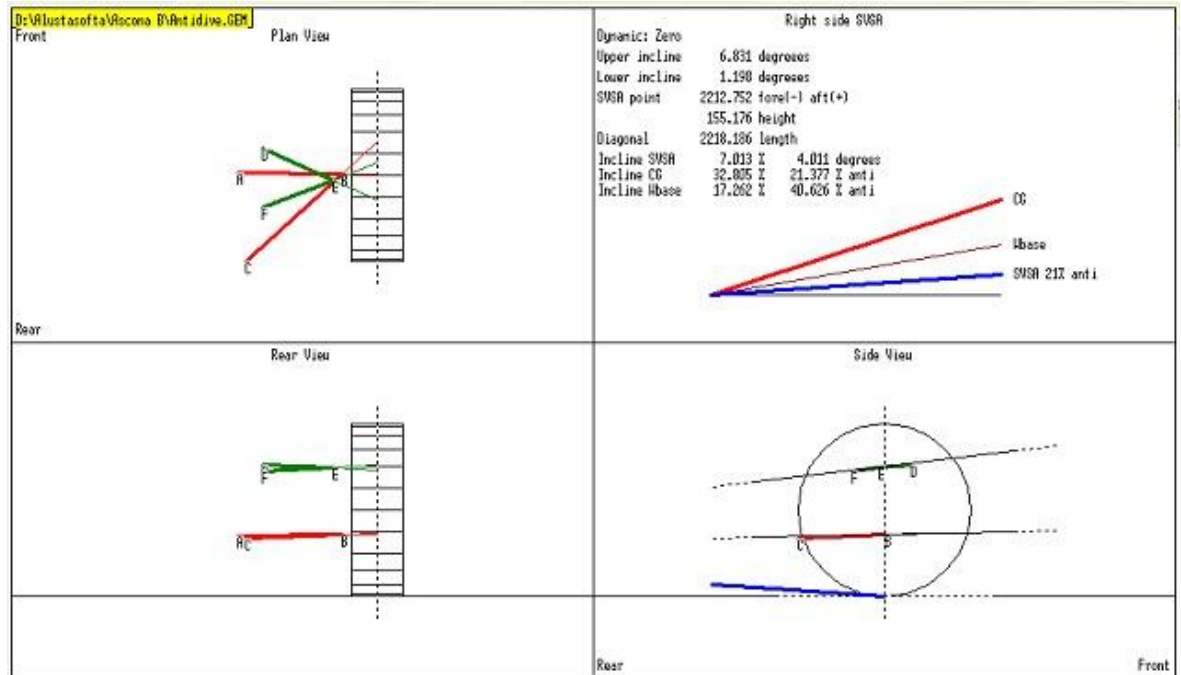
LIITE 1 Dynaaminen camber ajokorkeuden ja korin sivukallistuman funktiona



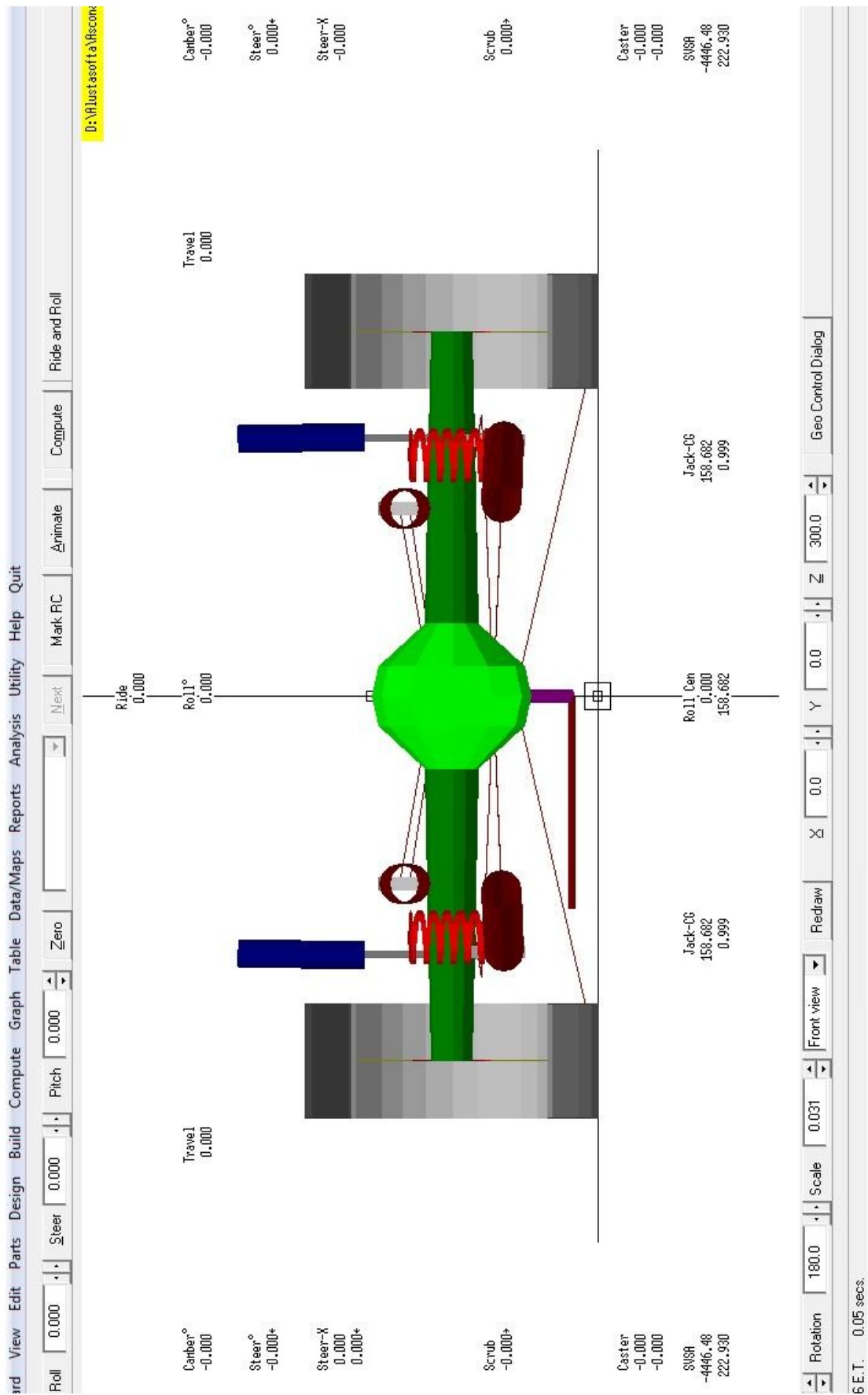
LIITE 2 BumpSteer-lisäosa



LIITE 3 Etuakselin muutettu Anti-Dive



LIITE 4 Uusi taka-akselin tuentageometria edestä katsottuna



LIITE 5 Uusi taka-akselin tuentageometria oikealta katsottuna

